



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

VYVAŽOVÁNÍ ROTORŮ TURBIN

BALANCING TURBINES ROTOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ZDENĚK PETERKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Zdeněk Peterka

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Energetika, procesy a ekologie (3904R030)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Vyvažování rotorů turbin

v anglickém jazyce:

Balancing turbines rotor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Popište problematiku vyvažování rotorů parních turbin a vyvažovací zařízení používaná v praxi

Cíle bakalářské práce:

- vyvažování rotujících hmot obecně
- popis technologie vyvažování rotorů
- zkušební zařízení -vyvažovací tunel
- praktický příklad na vyvážení

Seznam odborné literatury:

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Škopek, J.: Parní turbína, ZČU Plzeň 2007


Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Kolektiv: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

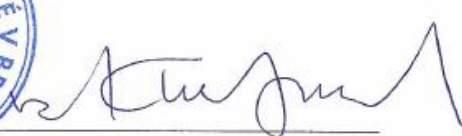
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 13.10.2011


doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu




prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

Abstrakt

Tato bakalářská práce je odbornou rešerší zabývající se problematikou vyvažování rotorů turbín. První část této práce je věnována obecným problémům vyvažování rotorů turbín a základům vyvažování rotorů turbín. Ve druhé části je dokumentace vyvažovacího zařízení, tzv. „tunelu“. Třetí část již pojednává o samotném postupu vyvažování rotorů turbín. Poslední částí jsou dva příklady vyvažování rotorů turbín z praxe.

Klíčová slova

Rotory, vyvažování, vyvažovací zařízení, tzv. „tunel“, typy nevyvážeností, modální vyvažování, metoda příčinkových činitelů.

Abstract

This bachelor's thesis is specialized search dealing with issues of balancing turbines rotors. The first part of this work is devoted to general problems of balancing turbines rotors and basics of balancing turbines rotors. In the second part of this thesis there is a documentation of balancing device so-called „shelter“. The third part already discussed about the very processes of balancing turbines rotors. In the last part there two examples of practical balancing turbines rotors.

Keywords

Rotors, balancing, balancing device so-called „shelter“, types of imbalances, modal balancing, influence balancing method.

Bibliografická citace

PETERKA, Z. *Vyvažování rotorů turbin*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 66 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 17. května 2012

Děkuji panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za vedení bakalářské práce a rady při jejím zpracování, firmě Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery, za možnost napsání této práce za pomoci jejich zaměstnanců a nakonec bych chtěl poděkovat panu Jaroslavu Pazuchovi a ostatním technikům vyvažování za jejich odbornou pomoc a čas strávený se mnou nad tématem této práce.

Obsah

1	Úvod a cíl práce	15
1.1	Úvod	15
1.2	Cíl	15
2	Co to je vyvažování	17
2.1	Příčiny a důsledky nevyváženosti	19
2.2	Účel vyvažování.....	19
2.3	Typy nevyvážeností.....	20
2.3.1	Statická nevyváženost	20
2.3.2	Dvojicová nevyváženost (momentová).....	20
2.3.3	Dynamická nevyváženost (obecná)	21
2.4	Základy vyvažování tuhých rotorů	22
2.4.1	Základy nízkootáčkového vyvažování dle ČSN ISO 11342	23
2.5	Základy vyvažování pružných rotorů	23
2.5.1	Modální metoda	24
2.5.2	Příčinková metoda	24
2.5.3	Základy vysokootáčkového vyvažování dle ČSN ISO 11342	25
3	Vyvažovací zařízení „tunel“	27
3.1	Ostatní vybavení	27
3.2	Doplňující informace	31
3.3	Ložiskové stojany používané ve firmě a jejich parametry.....	32
3.4	Používaná ložiska ve firmě	35
3.5	Typy vyvažovacích závaží používaných ve firmě	37
4	Celý postup vyvažování	40
4.1	Příprava rotoru	40
4.2	Převoz rotoru do tunelu	41
4.3	Stabilizování a nízkootáčkové vyvážení.....	42
4.4	Odstředění	43

4.5	Referenční jízda	43
4.6	Testovací jízdy	43
4.7	Vyvažovací sada	43
4.8	Vysokootáčková jízda a snížení počtu závaží	46
4.9	Kontrolní nízkootáčková jízda.....	46
4.10	Finální jízda	46
4.11	Postup ve zkratce:.....	47
4.12	Nevyváženost a vlastní mód rotoru.....	47
4.13	Počet vyvažovacích rovin.....	47
4.14	Parametry vyvážení rotoru	47
5	Praktický příklad – počítačová metoda	49
6	Druhý příklad – grafický	57
7	Závěr	65
8	Seznam zdrojů	66
8.1	Literatura.....	66
8.2	Internetové zdroje	66
8.3	Firemní zdroje	66

Seznam obrázků

Obr. 1	Ukázka různorodosti vyvažovaných rotorů	16
Obr. 2	Volba jakosti vyvážení (G) [2]	18
Obr. 3	Statická nevyváženost [6]	20
Obr. 4	Dvojitá nevyváženost [6]	21
Obr. 5	Dynamická nevyváženost [6]	22
Obr. 6	Pohled dovnitř vyvažovacího tunelu [11]	27
Obr. 7	Pohled na vyvažovací tunel od velína. Na obrázku lze vidět motor, převodovku a následnou mezipříděl [11]	28
Obr. 8	Pohled na bok vyvažovacího tunelu. Na obrázku vpravo nahoře lze vidět vývěvy, vlevo nahoře náhradní zdroj a dole je začátek vakuového olejového systému	29
Obr. 9	Vakuový olejový systém + olejové větve s chladičem	30
Obr. 10	Velín [11]	31
Obr. 11	DH 50 uložené na rámu [11]	33
Obr. 12	DH 6 [11]	34
Obr. 13	DH 70 položené na vozíku [11]	35
Obr. 14	Citronové ložisko [11]	36
Obr. 15	RKS ložisko [11]	36
Obr. 16	Segmentové ložisko (5 segmentů) [11]	37
Obr. 17	Vyvažovací závaží do prostředních rovin. Závaží nacházející se úplně vlevo je typu Siemens, ostatní jsou typu Alstom	38
Obr. 18	Vyvažovací závaží do krajních rovin. Dvoje závaží nacházející se vlevo nahoře je typu Alstom, zbytek je typu Siemens. Dole je zobrazena klínovice	39

Obr. 19	Rotor nachystaný v ložiskových stojanech a připravený k převozu vozíkem	41
Obr. 20	Rotor přivezený do vyvažovacího tunelu na vozíku. Na obrázku lze vidět již vyjíždějící část vozíku	42
Obr. 21	Vyvažovací závaží do rovín [11]	45
	prostředních	
Obr. 22	Prostřední vyvažovací roviny [11]	45
Obr. 23	Krajní vyvažovací roviny se závažím [11]	46
Obr. 24	Výpočet zbytkových nevyvážků	53
Obr. 25	Úvodní stav absolutních vibrací	54
Obr. 26	Finální stav absolutních vibrací	54
Obr. 27	Vyvažovaný rotor prvního příkladu v přípravně rotorů	56
Obr. 28	Odezva testovacího závaží čtvrté vyvažovací roviny	60
Obr. 29	Obrázek grafického řešení testovacích rovín [6]	61
Obr. 30	Úvodní stav absolutních vibrací	62
Obr. 31	Finální stav absolutních vibrací bez vyztužení ložiskových stojanů	62
Obr. 32	Finální stav absolutních vibrací s vyztuženými ložiskovými stojany	63
Obr. 33	Vyvažovaný rotor druhého příkladu v přípravně rotorů	64

Seznam tabulek

Tab. 1	Tabulka s údaji o vyvažování prvního příkladu se všemi hodnotami zaznamenanými obsluhou vyvažování	51
Tab. 2	Tabulka s údaji o vyvažování druhého příkladu se všemi hodnotami zaznamenanými obsluhou vyvažování	58

Seznam příloh

1. Odezva testovacího závaží 1. vyvažovací roviny
2. Odezva testovacího závaží 3. vyvažovací roviny
3. Odezva testovacího závaží 4. vyvažovací roviny
4. Odezva testovacího závaží 5. vyvažovací roviny
5. Odezva testovacího závaží 6. vyvažovací roviny
6. Odezva testovacího závaží 8. vyvažovací roviny

1 Úvod a cíl práce

1.1 Úvod

Vzhledem ke složitosti a obsáhlosti teorie vyvažování rotujících hmot je začátek této práce zaměřen přímo na teorii vztahující se k vyvažování rotorů turbin a ne na vyvažování rotujících hmot obecně. V první části budu především vycházet z norem ČSN ISO 11342 a ČSN ISO 1940 doplněných dalšími zdroji. Ve zbylých částech budu ale především vycházet z firemních zdrojů a postupů užívaných ve firmě Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery, sídlící v Brně, dále jen firmě.

1.2 Cíl

V první části se proto objeví, co to vlastně pojem nevyváženost je, jaké jsou příčiny a důsledky nevyváženosti, co je účelem vyvažování, jaké máme typy nevyvážeností, určité informace o vyvažování tuhých a pružných rotorů, nízkootáčkové vyvažování a vysokootáčkové vyvažování. Zapomněl bych na podkapitolu zabývající se počtem vyvažovacích rovin, jež je velmi důležitá hlavně pro konstrukci daného rotoru a přímo ovlivňuje možnost vyvážení rotoru.

V další části budu přímo popisovat dané vyvažovací zařízení ve firmě, kde byla přímo pořízena fotodokumentace doplňující tuto práci pro lepší představu o samotném vyvažování. V této kapitole se tedy nachází jak popis samotného vyvažovacího tunelu, tak i dalších částí vyvažovacího zařízení nutných k vyvážení rotoru, jako například pohonná jednotka, vakuová čerpadla, olejový systém a samozřejmě velín, kde se všechny informace zpracovávají. V této kapitole jsou navíc obsaženy informace týkající se užívaných ložiskových stojanů, ložisek a především vyvažovacích tělísek.

Ve třetí a stěžejní části popíši celý praktický postup vyvažování rotorů ve firmě, kde se využívá příčinkové metody vyvažování. Tato metoda v dnešní době nahrazuje modální metodu z důvodu snazšího výpočtu zbytkových nevývažků, které tvoří jeden z parametrů vyvažování. V postupu vyvažování se zmíním od přípravy rotoru, přes nízkootáčkové vyvážení, odstředění až po vysokootáčkové vyvážení.

V poslední části této práce jsou zdokumentovány dva příklady vyvážení rotorů. V prvním příkladu bylo vysokootáčkové vyvažování řešeno počítačovou metodou. Vysokootáčkové vyvažování bylo ve druhém příkladu řešeno graficko-početní metodou. Navíc v příkladech se objevují některé doplňující informace, které nejsou v předchozí kapitole, protože se více vztahují k danému příkladu než obecnému postupu.



Obr. 1 Ukázka různorodosti vyvažovaných rotorů

2 Co to je vyvažování

Vyvažování je proces, při kterém se snažíme minimalizovat výslednou nevyváženost rotujících částí, která je způsobena nedokonalostí výroby rotoru a jeho součástí, a dosáhnout přípustných hodnot velikostí vibrací. Tyto hodnoty jsou stanoveny v normách, ale může se vyvažovat i podle interních norem daného podniku či požadavků zákazníka.

Přípustnou nevyváženost ovlivňuje především hmotnost rotoru a počet otáček. Přesný vzorec je uveden v podkapitole 4.14 Zbytkové nevývažky.

Nevývahu rotorů zásadním způsobem ovlivňuje výroba a konstrukce rotoru a jeho částí. Rotor může být vyroben z jednoho výkovku či konstruován z několika jednotlivých částí. Příkladem je proudový motor, který je zkonstruován spojením mnoha prstenců, kotoučů a olopatkovaných částí. Některé rotory mají připojené části (rotory generátorů) a jiné rotory ovlivňuje teplotní deformace, kdy jsou za tepla lisovány na rotor kotouče, spojky atd.

Samozřejmě úroveň kvality se projeví na ceně vyvážení. Pokud je firma dodavatelem celé turbíny, pak je výhodné mít nižší výsledné hodnoty vibrací rotoru, než stanovují normy, a to z důvodu rezervy hodnot vibrací vyvolaných přídatnými zařízeními, jako je generátor atd. Vyvážení provedeme vytvořením souměrnosti rotoru, a to buď přidáním materiálu, nebo odebráním materiálu ve vyvažovacích rovinách, ale u vyvažování rotorů turbín se preferuje vyvážení přidáním materiálu před jeho odebráním. [5]

Samotný pojem nevyváženost znamená, že hmota rotujícího tělesa není pravidelně rozložena kolem osy rotace (hlavní osa setrvačnosti není shodná s osou rotace) a vznikají odstředivé síly vyvolané nevývažky. Nevývaha je tím větší, čím je těžiště vzdáleno od osy otáčení a čím je hmotnost té dané nevývahy větší. [9]

V praxi existují dva způsoby vyvážení rotoru. Prvním je klasické vyvážení na vyvažovacím stroji, tzv. vyvažovačce (tímto způsobem se budu zabývat). Druhým, méně častým způsobem, je provozní vyvažování. [5]

Podle kritérií, která klademe na stroj, respektive na rotor, požadujeme určitý stupeň jakosti vyvážení. Jiné hodnoty přípustných vibrací požadujeme po rotoru turbíny a jiné po kompresoru. Tato kritéria jsou shrnuta pod názvem Stupně jakosti vyvážení G.

Tabulka 1 – Směrnice pro stupně jakosti vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu

Typy strojů – obecné příklady	Stupeň jakosti vyvážení G	Velikost $e_{per} \cdot \Omega$ mm/s
Klikové pohony pro velké pomaloběžné lodní naftové motory (rychlost pístu nižší než 9 m/s), konstrukčně nevyvážené	G 4 000	4 000
Klikové pohony pro velké pomaloběžné lodní naftové motory (rychlost pístu nižší než 9 m/s), konstrukčně vyvážené	G 1 600	1 600
Klikové pohony, konstrukčně nevyvážené, pružné uložení	G 630	630
Klikové pohony, konstrukčně nevyvážené, tuhé uložení	G 250	250
Kompletní pístové motory pro osobní i nákladní automobily a lokomotivy	G 100	100
Automobily: kola, ráfky kol, příslušenství automobilových kol, hnací hřídele Klikové pohony, konstrukčně vyvážené, pružné uložení	G 40	40
Zemědělské stroje Klikové pohony, konstrukčně vyvážené, tuhé uložení Drtiče Hnací hřídele (kardanové hřídele, spojovací hřídele)	G 16	16
Letecké plynové turbíny Odstředivky (separátory, dekantéry) Elektromotory a generátory (s výškou osy hřídele alespoň 80 mm) s maximálními jmenovitými otáčkami do 950 min ⁻¹ Elektromotory s výškou osy hřídele menší než 80 mm Ventilátory Ozubená kola Strojírenství obecně Obráběcí stroje Papírenské stroje Stroje chemického průmyslu Čerpadla Turbodmychadla Vodní turbíny	G 6,3	6,3
Kompresory Pohony v počítačích Elektromotory a generátory (výšky osy hřídele alespoň 80 mm) s maximálními jmenovitými otáčkami nad 950 min ⁻¹ Plynové a parní turbíny Pohony obráběcích strojů Textilní stroje	G 2,5	2,5
Pohony audio a videopřístrojů Pohony brusných strojů	G 1	1
Gyroskopy Vřetena a pohony systémů s vysokou přesností	G 0,4	0,4
<p>POZNÁMKA 1 Zpravidla jsou zde klasifikovány kompletně smontované rotory. V závislosti na dané aplikaci může být alternativně použit nejbližší vyšší nebo nižší stupeň. O součástech viz kapitola 9.</p> <p>POZNÁMKA 2 Všechny položky představují rotační stroje, jestliže není uvedeno jinak (pístové, s vratným pohybem) nebo jestliže to není samozřejmé (například pohony klikovými hřídeli).</p> <p>POZNÁMKA 3 Omezení vlivem konkrétních podmínek (vyvažovací stroj, obrábění) viz poznámky 4 a 5 v 5.2.</p> <p>POZNÁMKA 4 Některé dodatečné informace pro volbu stupně jakosti vyvážení viz obrázek 2. Obsahuje obvykle používané oblasti (provozní otáčky a stupeň jakosti vyvážení G) podložené běžnými zkušenostmi.</p> <p>POZNÁMKA 5 Pojem pohony klikovými hřídeli může zahrnovat klikový hřídel, setrvačnick, spojku, tlumič vibrací, rotující část ojnice. Konstrukčně nevyvážené pohony klikovými hřídeli teoreticky nelze vyvážit; konstrukčně vyvážené pohony klikovými hřídeli mohou být teoreticky vyváženy.</p> <p>POZNÁMKA 6 Pro některé stroje mohou existovat specifické mezinárodní normy určující vyvažovací tolerance (viz bibliografie).</p>		

Obr. 2 Volba jakosti vyvážení (G) [2]

2.1 Příčiny a důsledky nevyváženosti

Příčiny nevyváženosti jsou hlavně na straně výroby a provozu. Výrobní příčiny jsou třeba nerovnoměrné rozložení hustoty materiálu (hlavně u lití a tváření za studena), výrobní tolerance, špatné navržení umístění součástí, montážní závady [5], deformace způsobené při přepravě dílů a rotoru. Provozními příčinami jsou: uvolnění částí rotoru odstředivými silami, deformace způsobené pracovními teplotami a nesymetrickým rozložením teplotního pole, nerovnoměrné opotřebení rotoru, koroze [5], usazování cizích látek na funkčních plochách. [4]

Důsledky nevyváženosti se projevují větším namáháním ložisek a může dojít ke kolizi rotorových lopatek se statorem a naopak. Pokud nesnížíme nevyvážky na přípustné hodnoty či ještě nižší, tak během provozu může dojít ke zničení ložisek, trhlinám na úložných konstrukcích, deformaci hřídelů a již zmíněné kolizi lopatek, škodách na základech, trhlinách na budovách, atd. [5]. Tím pádem dochází ke snížení životnosti a možnosti havárie zařízení. Účinek nevyváženosti je tím větší, čím jsou provozní otáčky blíže kritickým otáčkám. Ideálem vyvážení by bylo, kdyby nebyly na ložiska přenášeny žádné síly. [4]

2.2 Účel vyvažování

Účelem vyvažování je dosažení určitých hodnot velikostí vibrací stroje, průhybu hřídele a sil vyvolaných nevyvážků (působící na ložiska). Úplného vyvážení se dosáhne, když je shodná střední osa setrvačnosti s konstrukčně určenou osou otáčení. [5]

Vyvažování provádíme za účelem snížení dynamického zatížení v ložiscích tak, aby byla osa rotace hlavní centrální osou setrvačnosti. Na zatížení ložisek má největší vliv poloha těžiště, úhlová rychlost a zrychlení otáčení rotoru. [3]

Ideálem vyvažování je odstranění místních nevyvážků v místě jejich vzniku. Tím bychom získali rotor s těžišti jednotlivých elementů na ose hřídele. Takový ideální rotor by neměl žádný typ nevyváženosti (statickou, momentovou, dynamickou) a běžel by dokonale při všech otáčkách. Reálně ale vždy zůstanou určité nevyváženosti, proto se snažíme o jejich zmenšení a rozložení po délce rotoru s cílem minimalizovat jejich účinek pro všechny kritické otáčky během provozu.

Snahou vyvažování je, aby byly podmínky při vyvažování co nejvíce podobné těm za provozu. Pokud jsou podmínky za provozu a během vyvažování jiné, stačí, aby byly jiné průhybové módy, a ty můžou vyvolat vibrace.

Podmínky vyvažování a tím účel vyvažování jsou dány vlastníkem na provozní požadavky turbíny. Jako ve spoustě dalších oborů, i zde je kvalita vyvážení ekonomickou záležitostí a záleží pouze na vlastníkovi rotoru, jak kvalitní vyvážení požaduje.

2.3 Typy nevyvážeností

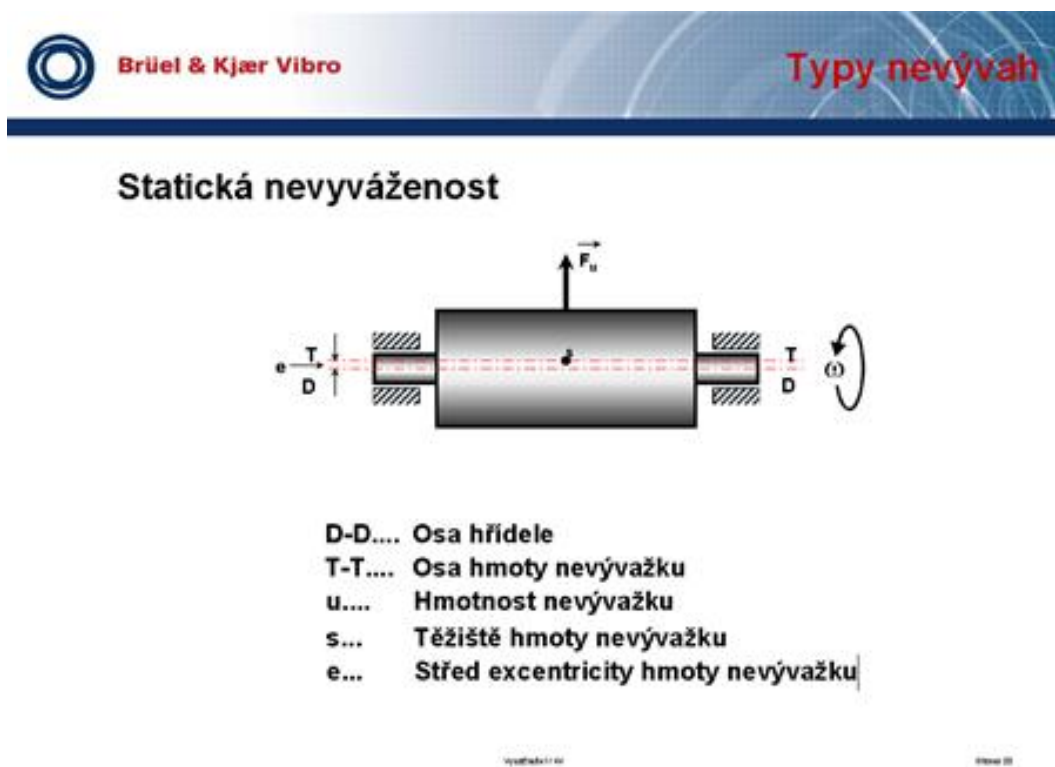
Rotor má obecnou nevyváženost, tzv. dynamickou. Ta je složena ze statické nevyváženosti a nevyváženosti dvojicové, tzv. momentové. Níže jsou uvedeny všechny typy nevyvážeností.

2.3.1 Statická nevyváženost

Statická nevyváženost spočívá v umístění těžiště mimo osu rotace (tzv. posunutě těžiště rotoru [5]), a proto cílem statického vyvážení je, aby těžiště rotoru leželo na jeho ose rotace. Silová výslednice má charakter volného vektoru, to znamená, že nezávisí na poloze. Proto pro eliminaci silového účinku můžeme umístit vyvažovací rovinu kdekoli po délce rotoru a k vyvážení stačí jedna vyvažovací rovina. [3]

Statickou nevyváhu lze jako jedinou možnou vyvážit i měřit za klidu, rotace pouze ovlivňuje velikost odstředivé síly, která je kolmá k ose otáčení. [7]

Centrální hlavní osa setrvačnosti není totožná s osou rotace, ale je s ní rovnoběžná. Nejsou tedy žádné momenty, jenom odstředivé síly. [4]



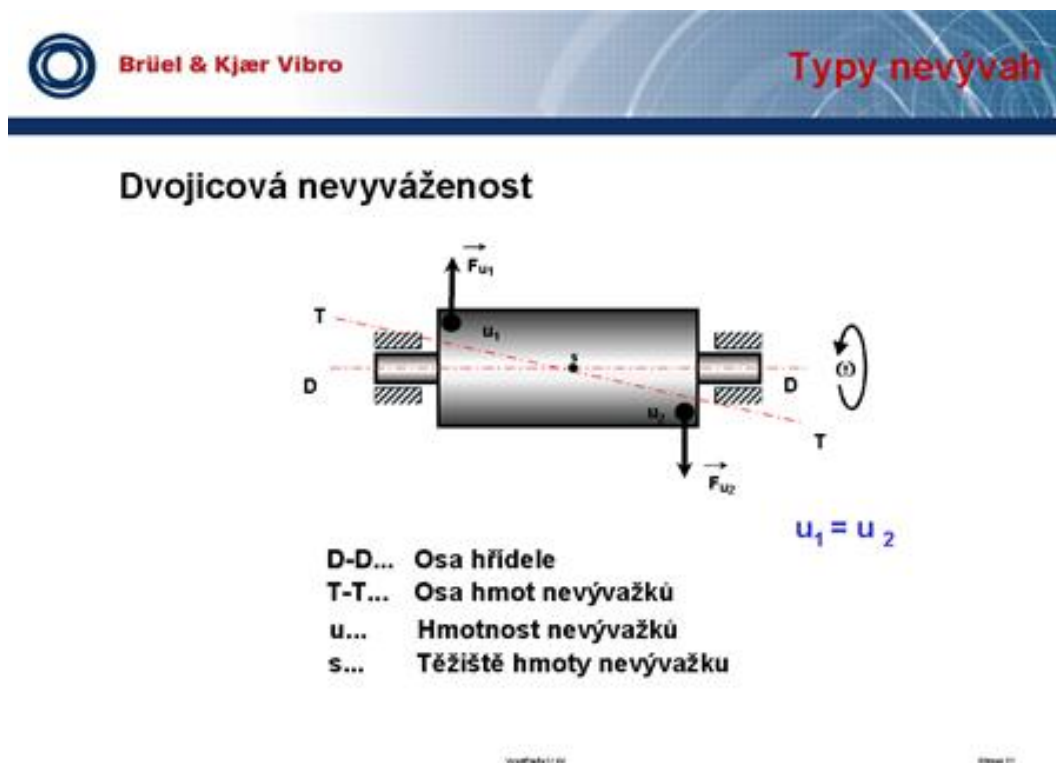
Obr. 3 Statická nevyváženost [6]

2.3.2 Dvojicová nevyváženost (momentová)

Dva stejně velké nevývažky působí proti sobě v rovinách symetrických k těžišti, proto centrální hlavní osa setrvačnosti je různoběžná s osou rotace, ale má spo-

lečný bod v těžišti rotoru. [4] Pro vyvažování rotorů (dvakrát uložené rotory) potřebujeme minimálně dvě radiální roviny. [4]

Účinek momentové nevyváženosti se projeví pouze při rotaci, na rozdíl od statické nevyváženosti. [5]



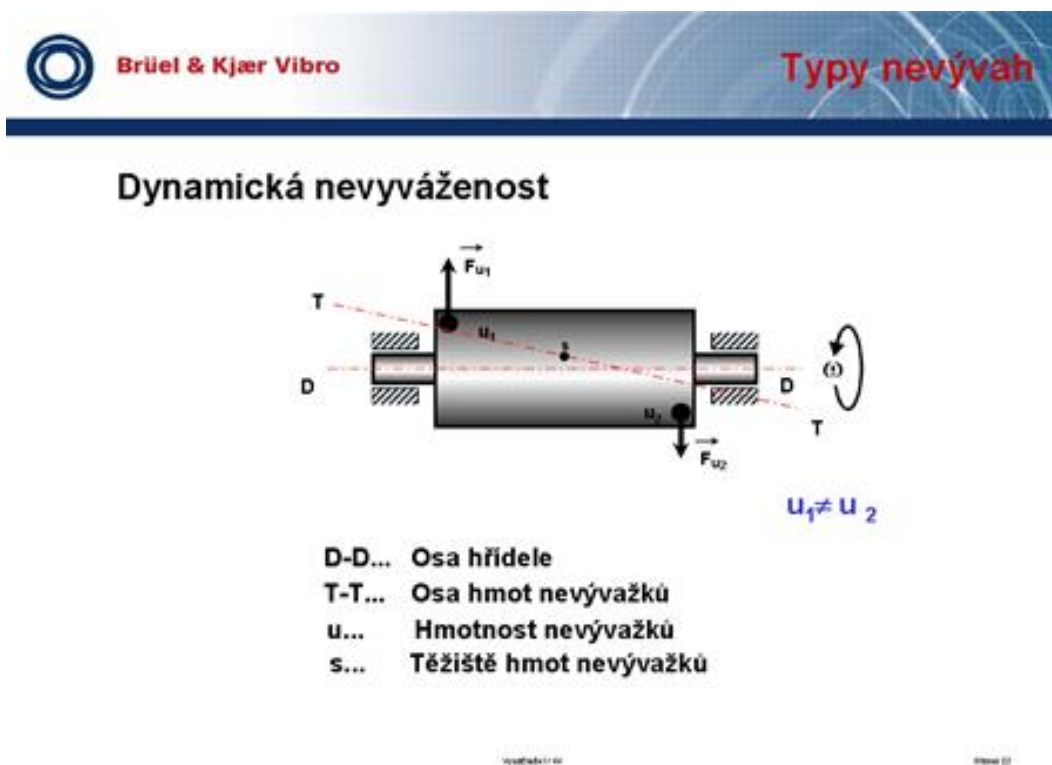
Obr. 4 Dvojicová nevyváženost [6]

2.3.3 Dynamická nevyváženost (obecná)

Cílem je snížení deviačních momentů (v ideálním případě jejich úplné odstranění) tak, aby osa rotace byla hlavní osou setrvačnosti. Protože se jedná o momentovou nevyváhu, tak se vyvážení musí provádět minimálně ve dvou rovinách.

Dynamická nevyváženost vzniká sloučením statické i momentové nevyváženosti. Průnik hlavní osy setrvačnosti a osy otáčení není v těžišti rotoru, ale mimo něj. [5] U většiny rotorů však převládá vliv statické nevyváženosti než dvojicové. [4]

Dynamické vyvažování se musí provádět za rotace. Pokud byl předtím rotor ideálně staticky vyvážen, tak se během rotace projeví pouze dynamická nevyváženost. [3]



Obr. 5 Dynamická nevyváženost [6]

2.4 Základy vyvažování tuhých rotorů

Tuhý rotor je ten, jenž nepodléhá deformaci účinkem odstředivých sil nevývažků během rotace a jehož stav nevyváženosti se až do provozních otáček ztlačně nemění [5]. Po praktické stránce je tuhý rotor ten, jehož provozní otáčky mají poloviční hodnotu kritických. Tuhé rotory se vyvažují pouze při jedné otáčce, které musí být menší než kritické (vyvažování při nízkých otáčkách).

Aby byl rotor dynamicky vyvážen, musí osa rotace procházet těžištěm tělesa a být jeho centrální hlavní osou setrvačnosti. Pokud tomu tak není, nazýváme tento stav nevyvážeností. Procesem vyvažování tedy rozumíme úpravu rozložení hmoty rotoru za účelem snížení počáteční nevyváženosti. Tím se nám podaří přiblížit obě osy k sobě, ideálním stavem by bylo jejich ztotožnění. Obecnou nevyváženost tuhého rotoru lze zjednodušit nahrazením pomocí sil ve dvou libovolných rovinách, tedy dvou nevývažků. [4]

Nevývažek se udává v $g \cdot mm$, což představuje hmotnost nevývažku a jeho vzdálenost od osy otáčení. Po vyvažovací jízdě nazýváme nevývažky zbytkovými nevývažky. Pokud jsou tyto zbytkové nevývažky menší či rovny přípustným nevývažkům, tak je proces vyvažování u konce. Nevyváženost rotoru se projeví kmitáním ložiskových stojanů a přídatným silovým zatížením ložisek. [4]

Tuhé rotory mají stejně jako pružné rotory nevyváhu statickou, dvojicovou a dynamickou. [8]

2.4.1 Základy nízkootáčkového vyvažování dle ČSN ISO 11342

Oficiálně je toto vyvažování určeno pro tuhé rotory, ale při dodržení určitých postupů lze při nízkých otáčkách vyvažovat i rotory pružné.

Někdy můžeme dosáhnout částečné či úplné korekce nevyváženosti montáží samostatných soustředných částí (lopatky atd.) v určitém pořadí dle jejich individuálních hmot či hmotových momentů. V praxi se každá nízkotlaká lopatka zváží a pomocí softwaru se určí její hmotový moment a navrhne se rozložení lopatek v řadě tak, aby se docílilo částečného eliminování nevyvážení.

Po vyvážení je zakázáno s rotorem již cokoliv dělat, protože každá úprava rotoru, například nasazení předem vyvážené spojky i o vyšší jakosti vyvážení než je samotný rotor, způsobuje větší nevyváženost. Přidávaná součást nebude nikdy mít nulový nevývažek a pokud bude přidána na samotné konce rotoru, tak velmi zásadně ovlivní celkové vyvážení rotoru, i kdyby byla vyvážena na vyšší jakost než rotor.

Vyvažovací roviny umístíme co nejbližší axiální poloze nevývažků. Samozřejmě za předpokladu, že známe dané polohy nevývažků.

Pro nízkootáčkové vyvažování máme určité postupy:

- Vyvažování v jedné rovině – počáteční nevyváženost je především v jedné příčné rovině
- Vyvažování ve dvou rovinách – počáteční nevyváženost je především ve dvou příčných rovinách
- Vyvažování samostatných součástí před montáží – před montáží mají být všechny součásti rotoru i s hřídelí vyváženy při nízkých otáčkách
- Následné vyvažování po vyvážení samostatných součástí – po vyvážení samostatných částí se provede nízkootáčkové vyvážení celku (pokud by nevyvážený stav nebyl uspokojivý).
- Vyvažování v průběhu montáže – nejdříve se vyváží hřídel a poté se postupně nasazují na hřídel součásti a vždy po nasazení jedné součásti se celek vyváží.
- Vyvažování v optimálních rovinách – experimentální metoda, u které zvolením dvou optimálních vyvažovacích rovin dosáhneme uspokojivého chodu.

2.5 Základy vyvažování pružných rotorů

Pružné rotory jsou rotory pracující při vysokých otáčkách nebo mají štíhlé hřídele. [8]

Většinou se pružné rotory vyvažují vysokootáčkově, a to především kombinací modálního vyvažování a metody příčinkových činitelů, o kterých bude podrobněji pojednáno později. Při dodržení jistých zásad však lze i pružné rotory vyvážit nízkootáčkově. [1]

U pružných rotorů je na rozdíl od tuhých rotorů velmi důležitá dynamická tuhost rotoru, která velmi závisí na otáčkách. Při kritických otáčkách klesá její hodnota až na nulové hodnoty a začíná se projevovat účinek vnitřního momentu. Při kritických otáčkách se pružný rotor chová jako velmi nevyvážený, i když jsme ho předtím nízkootáčkově vyvážili. Reakce v ložiskách se výrazně zvyšují a dynamický průhyb je tak velký, že se rotor deformuje či zlomí. Proto nesmí být pružný rotor nikdy provozován na kritických otáčkách. [4]

Poloha nevývažků ovlivňuje daleko více rotory pružné než tuhé, protože je mírou vybudování průhybových módů. Tvar módu rotoru má hlavní význam v tom, že určuje účinek nevývažků.

Vyvažování provádíme relativně malými hmotnostmi vývažků, protože ty nemění dynamické vlastnosti soustavy (nezvětšují nežádoucím způsobem počet stupňů volnosti soustavy). [4]

Cílem vyvažování u pružných rotorů je, aby byly vývažky rozmístěny tak, že při kritických otáčkách či v jejich oblasti nevznikalo vybudování vlastního průhybu (módu). [4]

2.5.1 Modální metoda

Probíhá tak, že každé kritické otáčky jsou speciálně vyvažovány pomocí sady závaží. Počet vyvažovacích rovin (s) závisí na počtu kritických otáček rotoru (k), takže $s = k + 2$. [4]

Postup modálního vyvažování je následovný. Nejdříve se provede dynamické vyvážení rotoru při nízkých otáčkách ve dvou vyvažovacích rovinách. Tyto otáčky se nachází pod polovinou prvních kritických otáček (rotor se chová jako tuhý). Poté se provede vyvážení prvních kritických otáček pomocí sady vývažků, jejichž počet je stejný jako počet vyvažovacích rovin tak, aby ale nenarušily dynamické vyvážení. U vyvážení dalších kritických otáček pomocí další sady vývažků musíme dbát na to, abychom nenarušili dynamické vyvážení a vyvážení přechozích kritických otáček. Využívá se citlivosti jednotlivých vyvažovacích rovin na určité otáčky, proto můžeme vyvažovat další kritické otáčky, aniž bychom výrazně ovlivnili již předešlá vyvážení. [4]

Více informací o modálním vyvažování lze nalézt v kapitole 2.5.3 Základy vysokootáčkového vyvažování dle ČSN ISO 11342.

2.5.2 Příčinková metoda

Metoda, jež se zakládá se na způsobu vyvažování rotorů pomocí jedné vyvažovací sady v celém spektru vyvažovacích otáček. Z důvodů složitosti výpočtů je zapotřebí použít vyvažovací software, který přesně zobrazí, jaké roviny se mají pro vyvážení použít, a zároveň přesně definuje, jakou hmotu a na jaký úhel se má závaží přesně umístit (v každé vyvažovací rovině).

Proto, aby tato metoda mohla být využita, je zapotřebí k referenčnímu běhu otestovat každou vyvažovací rovinu. Tyto testy slouží nejen jako podklad pro samostatné vyvažování, ale i pro výpočet zbytkových nevývažků. Zbytkové nevývažky se počítají z nejcitlivější roviny pro dané otáčky.

Tato metoda je nyní oproti modální metodě výhodnější v tom, že dokáže snáze vypočítat zbytkové nevyvážky (ty jsou nyní jedním z hlavních parametrů vyvážení). Němečtí vyvažovací technici, kteří dosud preferovali modální metodu, nyní přecházejí na příčinkovou metodu právě skrze výpočet zbytkových nevyvážek.

2.5.3 Základy vysokootáčkového vyvažování dle ČSN ISO 11342

Způsob vyvažování, který je určen pouze pro pružné rotory.

Rotor se dá vysokootáčkově vyvažovat modální metodou. Ta se vyznačuje v postupném vyvažování v řadě vyvažovacích otáček, které jsou vybrány v blízkosti všech kritických otáček v oblasti provozních otáček (případně v blízkosti maximálních dovolených zkušebních otáček). *V podstatě je postupně korigován každý mód odpovídající kritickým otáčkám v oblasti provozních otáček, a poté následuje konečné vyvážení zbylých (nejvyšších) módů při nejvyšších vyvažovacích otáčkách.* [1]

Obecný postup:

1. Rotor se roztočí na nízké otáčky nebo otáčky, jež odstraní přechodný průhyb.
2. Rotor se roztočí na první ohybové vyvažovací otáčky. Zaznamenáme velikost vibrací, které musí být opakovatelné (provede se několik běhů).
3. Použijeme pokusné vývažky, které zvolíme a umístíme tak, aby vyvolaly výraznou změnu vektoru vibrací při prvních ohybových vyvažovacích otáčkách.
4. Rotor roztočíme stejně jako v bodě 2 a zaznamenáme nový odečet vibrací.
5. Z rozdílu vektorů vibrací mezi body 4 a 2 zkonstruujeme vliv nevyvážek a vypočteme velikost a úhlovou polohu korekce. Provedeme tuto korekci a tím odstraníme vliv nevyvážek na prvních ohybových vyvažovacích otáčkách (pokud nezískáme přípustné vibrace, tak musíme zpřesnit vývažky a přiblížit se více prvním kritickým otáčkám).
6. Rotor se roztočí na druhé ohybové vyvažovací otáčky. Zaznamenáme velikost vibrací v ustáleném stavu.
7. Znovu použijeme pokusné vývažky, které zvolíme a umístíme tak, aby vyvolaly výraznou změnu vektoru vibrací, ale nesmí ovlivnit první mód (ani vyvážení při nízkých otáčkách).
8. Rotor roztočíme na otáčky jako v bodu 6 a zaznamenáme nové vibrace.
9. Z rozdílu vektorů mezi body 8 a 6 určíme vliv vývažků na druhé vyvažovací otáčky. Z výsledků určíme velikost a polohu vývažků k eliminaci nevyváženosti v druhých ohybových vyvažovacích otáčkách. Použijeme námi vypočítané vývažky a rotor by měl běžet přes první a druhé kritické otáčky s přijatelnými vibracemi (pokud tomu tak není, tak zpřesňujeme vývažky a snažíme se více přiblížit druhým kritickým otáčkám).

10. V tomhle postupu pokračujeme pro každé další kritické otáčky. Všechny nové pokusné vývažky musí vyvolat výraznou změnu, ale nesmí ovlivnit předešlé vyvážení. Rozložení zkušebních vývažků známe ze zkušeností nebo provedeme simulaci na počítači.

V určitých případech lze provést vyvážení pouze pro jedny otáčky (většinou jsou to provozní otáčky). Většinou je to pro rotory, které po celou dobu pracují při provozních otáčkách či rozběh a doběh je tak rychlý, že vibrace v kritických otáčkách nepřekročí přípustné hodnoty.

3 Vyvažovací zařízení „tunel“

Samotné vyvažovací a odstředivací zařízení, jež nazýváme „tunel“, je samostatná jednotka, jak lze vidět z přiložené fotky. Z jedné strany je tunel zakončen pohonnou jednotkou a z druhé strany kolejištěm. Ze strany od kolejiště je část kolejiště navržena jako sklopný můstek a čelní stěna tunelu je posuvná. Tunel je napojen na vakuová čerpadla a na zavzdušňovací ventil, jenž slouží k manipulaci s tlakem uvnitř tunelu. Po zavezení rotoru do tunelu se čelní stěna hydraulicky dotáhne. Převážné zařízení dopravuje rotor do tunelu, kde se uloží ložiskové stojany či rám s ložiskovými stojany na lože tunelu, k němuž se pevně přišroubují. Uvnitř tunelu se nachází rozvody oleje, které se propojují s ložiskovými stojany pomocí hadic zakončených rychlospojkami. Dále se v tunelu nachází odvod oleje, elektrické měřicí systémy propojené s velínem, kardan procházející vakuotěsnou ucpávkou (který se propojuje s pohonnou jednotkou přes mezipřívod).



Obr. 6 Pohled dovnitř vyvažovacího tunelu [11]

3.1 Ostatní vybavení

- Pohonná jednotka, kterou představuje stejnosměrný motor s příkonem 1 MW a plynulou regulací otáček do 1500 ot/min (na něj navazuje spojka a

dvoustupňová převodovka, která mění otáčky motoru na 6000 či 12000 ot/min).



Obr. 7 Pohled na vyvažovací tunel od velína. Na obrázku lze vidět motor, převodovku a následnou mezihřídel [11]

- Vakuová čerpadla – sestava čtyř vakuových čerpadel (vývěv), která vytváří v tunelu vakuum 6 mbar. Maximální možný podtlak je 0,08 mbar. Odsávaný vzduch je odváděn mimo budovu tunelu.



Obr. 8 Pohled na bok vyvažovacího tunelu. Na obrázku vpravo nahoře lze vidět vývěvy, vlevo nahoře náhradní zdroj a dole je začátek vakuového olejového systému

- Vakuový olejový systém – zabezpečuje mazání a chlazení ložisek vyvažovaných rotorů a převodovky. Pracuje, pouze pokud je tunel vakuován. Je tvořen hlavní a nouzovou olejovou nádrží, čerpadly, pojistnými ventily, chladičem, filtrem, regulátory tlaku, průtokoměry, měřícími čidly tlaku a teploty.



Obr. 9 Vakuový olejový systém + olejové větve s chladičem

- Atmosférický olejový systém – zabezpečuje mazání a chlazení ložisek řadičí převodovky a mezhřídele, které jsou umístěny vně tunelu. Skládá se ze stejných částí jako vakuový olejový systém.
- Agregát VT oleje pro nadzvedávání čepů rotorů – pro každý ložiskový stojan je určena samostatná jednotka, která nasává olej z vakuového olejového systému a nadzvedává čep rotoru tlakem 150 barů.
- Agregát VT oleje pro vyztužování ložiskových stojanů – vytváří tlak 200 barů, který zvyšuje tuhost ložiskových stojanů zhruba na dvojnásobnou hodnotu (přesné hodnoty jsou uvedeny v popisu ložiskových stojanů). Tento agregát je zcela samostatný na rozdíl od předešlého agregátu, má vlastní uzavřený olejový systém.
- Vodárna – dodává uzavřeným okruhem z chladicí věže chladicí vodu pro chlazení oleje vakuového a atmosférického systému a stejnosměrného motoru.
- Náhradní zdroj – plynový agregát TEDOM MT45S – 45 kW elektrické energie, jenž se nachází v budově vyvažovacího tunelu. Zásobuje energií olejová čerpadla pro mazání ložisek rotorové soustavy při výpadku sítě. Tím zajišťuje bezpečný doběh rotoru (při provozu ve vakuu může trvat i několik

hodin). Energií zásobuje i nouzové osvětlení a velín. Na plný výkon zdroj najede do 1 minuty od výpadku proudu.

- Velín – je to kontrolní a provozní místnost nacházející se v budově vyvažovacího tunelu. Řídí provoz všech agregátů a provádí také jejich kontrolu, řídí pohon rotoru, měří a vyhodnocuje vyvažování. Je zde ovládací a kontrolní panel celé technologie.



Obr. 10 Velín [11]

- Převravní zařízení – slouží k zavážení rotorů upevněných v ložiskových stojanech do tunelu. Je složeno ze dvou kolejových vozíků spojených táhlem (délka táhla je měnitelná, záleží pouze na délce rotoru či rámu), které mají hydraulické plošiny pro zvedání a spouštění ložiskových stojanů s rotorem, pomocí nichž ukládáme komplet na lože v tunelu. Pohon obstarává hydro-motor s plynulou regulací otáček, který je spolu s ovládacím panelem umístěn v řídicím vozíku. Napájecí kabel je umístěn v podlaze podél kolejiště.

3.2 Doplnující informace

Olejevý systém je vakuován na stejný tlak co vyvažovací tunel, protože pokud bychom nechali olejový systém o atmosférickém tlaku, tak by při vtoku do loži-

sek rotoru měl tendenci vytékat skrze ucpávky (stírací plechy) mimo ložiska. Tím by docházelo ke kontaminaci oleje nežádoucími částicemi přítomnými uvnitř vyvažovacího tunelu a byla by nutná jeho častější výměna. Přitom by ale také vznikalo větší zašpinění samotného vnitřku vyvažovacího tunelu.

Kvůli zajištění stále stejných podmínek při vyvažování se všechny rotory vakuově vyvažují při tlaku 6 mbar a při určité teplotě oleje, abychom eliminovali vliv změny podmínek při vyvažování.

3.3 Ložiskové stojany používané ve firmě a jejich parametry

- DH 50 – pro rotory s hmotností od 180 do 4500 kg, maximální možný průměr rotoru je 1300 mm, možná vzdálenost ložiskových stojanů je 300 až 3700 mm, maximální vyvažovací rychlost s převodovkou je 24000 ot/min (bez převodovky 10000 ot/min), tuhost ložiskových stojanů je 580 N/ μ m (druhotná tuhost 1250 N/ μ m).



Obr. 11 DH 50 uložené na rámu [11]

- DH 6 – pro rotory s hmotností od 400 do 8000 kg, maximální možný průměr rotoru je 2500 mm, možná vzdálenost ložiskových stojanů je 350 až 7400 mm, maximální vyvažovací rychlost s převodovkou je 10000 ot/min, tuhost ložiskových stojanů je 600 N/ μ m (druhotná tuhost 1150 N/ μ m).



Obr. 12 DH 6 [11]

- DH 70 – pro rotory s hmotností od 800 do 20000 kg, maximální možný průměr rotoru je 2500 mm, možná vzdálenost ložiskových stojanů je 1100 až 7400 mm, maximální vyvažovací rychlost s převodovkou je 10000 ot/min., tuhost ložiskových stojanů je 1250 N/ μ m (druhotná tuhost 2650 N/ μ m).



Obr. 13 DH 70 položené na vozíku [11]

Ložiskové stojany mají v sobě zabudovaná různá zařízení jako vstup pro přívod a odvod olejů, rozvody olejů, čidla pro snímání absolutních vibrací, konektory pro připojení kabelů k snímacím čidlům. Olejové rozvody mají dvě důležité funkce. První je ta, že při rozběhu nadzvedávají ložiskové čepy. Druhou funkcí je to, že dokáží měnit tuhost ložiskových stojanů.

3.4 Používaná ložiska ve firmě

- Citronové – nejstarší typ, dnes používaný na největší rotory, do cca 5000 ot/min
- Segmentové – pro vysokootáčkové rotory
- RKS – užívané v Německu, podobné segmentovým



Obr. 14 Citronové ložisko [11]



Obr. 15 RKS ložisko [11]



Obr. 16 Segmentové ložisko (5 segmentů) [11]

3.5 Typy vyvažovacích závaží používaných ve firmě

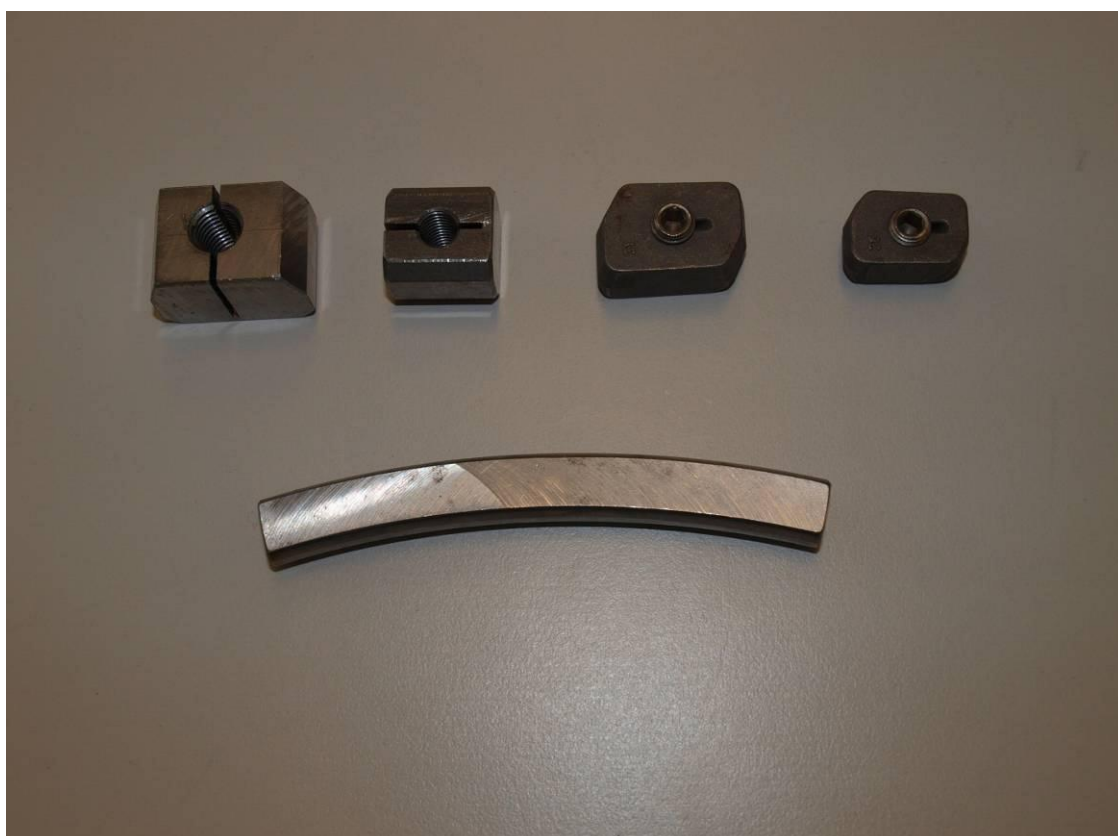
Typy vyvažovacích závaží záleží na lokalitě, kde se rotor vyrábí a na zvyklostech dané lokality. Umístění a velikost vyvažovací roviny volí konstrukce v závislosti na poloze průhybových módů (pomocí dynamických výpočtů turbíny). Dnes jsou v Brně využívány dva typy závaží: Siemens a Alstom.

Typ Siemens: u závaží do krajních rovin nelze redukovat hmotnost vyvažovacího závaží, ale u drátu (klínovice) je možnost závaží zkrátit. U prostředních rovin je u tohoto typu závaží velmi omezená možnost redukovat hmotnost závaží, jedinou možností je jiný typ materiálu kuličky či její úplné odstranění.

Typ Alstom: u tohoto typu závaží je daleko flexibilnější možnost redukce závaží. Závaží v krajních rovinách lze hmotnostně korigovat odfrézováním materiálu. U závaží do prostředních rovin se děje korekce hmotnosti odvrtáním materiálu (vytvořením dutiny).



Obr. 17 Vyvažovací závaží do prostředních rovin. Závaží nacházející se úplně vlevo je typu Siemens, ostatní jsou typu Alstom



Obr. 18 Vyvažovací závaží do krajních rovin. Dvoje závaží nacházející se vlevo nahoře je typu Alstom, zbytek je typu Siemens. Dole je zobrazena klínovice.

4 Celý postup vyvažování

V této kapitole bych chtěl přibližně popsat celý postup vyvažování rotorů ve firmě, kde se využívá příčinkové vyvažování rotorů turbin. Určité detaily vyvažování budou popsány v jednotlivých příkladech z důvodu věcnějšího včlenění dané poznámky do této práce.

4.1 Příprava rotoru

Při dodání rotoru k vyvážení se nejdříve vybere požadovaný typ ložiskového stojanu. Podle typu ložiskového stojanu se zvolí i forma dopravení rotoru uloženého v ložiskových stojanech do vyvažovacího tunelu (na rámu či bez něj). Vždy se rotor dopravuje do vyvažovacího tunelu pomocí dvou kolejových vozíků spojených táhlem (délka táhla je nastavitelná a je určena délkou rotoru – táhlo se skládá z různě dlouhých dílců, které jsou skladem), ale u ložiskových stojanů DH 50 se na kolejové vozíky nejdříve položí rám a na něj se až namontují dané ložiskové stojany. Oba kolejové vozíky mají hydraulickou plošinu pro zvedání a spouštění daného kompletu na lože ve vyvažovacím tunelu. Řídící vozík je navíc vybaven k pohonu celého kompletu po kolejích pomocí hydromotoru s plynulou regulací otáček a ovládacím panelem.



Obr. 19 Rotor nachystaný v ložiskových stojanech a připravený k převozu vozíkem

Po nastavení ložiskových stojanů se nachystají ložiska se všemi nastavci (záleží na daném rotoru), které jsou zakončeny drážkami pro stírací plechy (zabraňují úniku oleje mimo ložisko). Spodní polovina ložisek se umístí do ložiskových stojanů a poté se opatrně usadí rotor do ložisek. Následovně se vloží do ložisek stírací plechy (také nezývané těsníci bříty) a přišroubuje se vrchní polovina ložisek (do ní byly už stírací plechy vloženy). Jako poslední úkon v přípravě rotoru do vyvažovacího tunelu se provede montáž čidel relativních vibrací na vzdálenost cca 1,5 mm od rotoru (přesná vzdálenost se doladí v tunelu) a dotáhnou se všechny šrouby ložisek a ložiskových stojanů.

4.2 Převoz rotoru do tunelu

Rotor se odveze z přípravy pomocí vozíků, pohybujících se po kolejišti, do vyvažovacího tunelu. Tam se provede jeho dodatečná montáž, připojení na kardán, dotažení relativních snímacích čidel na správnou vzdálenost od rotoru a jejich připojení přes kabely k velínu. Čidla relativních vibrací se upraví na přesnou vzdálenost skrze elektrické nastavení na 10 mA pomocí ampérmetru.



Obr. 20 Rotor přivezený do vyvažovacího tunelu na vozíku. Na obrázku lze vidět již vyjždějící část vozíku

4.3 Stabilizování a nízkootáčkové vyvážení

Poté co je připojen rotor přes kardan k motoru, tak můžeme zahájit stabilizování rotoru. Stabilizace je tím důležitější, čím je rotor delší, těžší a mohlo by nastat jeho prohnutí. Někdy se u malých rotorů proces stabilizace vypouští. Potom, co máme rotor stabilizován, provedeme nízkootáčkové vyvážení rotoru, tzv. předvyvážení, které se provádí při atmosférickém tlaku. Při nízkootáčkové jízdě zjistíme velikost statické a dynamické nevývahy a provedeme eliminaci statické nevývahy zhruba na poloviční velikost. Nejdříve se provede eliminace statické nevývahy v prostřední rovině a poté se provede eliminace dynamické nevývahy v krajních rovinách, které se nachází blízko ložisek. Dynamickou nevývalu se sice snažíme snížit na co možná nejmenší hodnotu, ale v průvodním listu je zaznamenána její maximální hodnota po vysokootáčkovém vyvažování. Většinou se provede dle zkušeností jedna sada vývažků a ta sníží dynamickou nevývalu na patřičnou mez. Předvyvažování bychom nemuseli provádět, ale při větší počáteční nevývaze bychom nemuseli při vysokootáčkovém vyvažování docílit požadovaných otáček.

4.4 Odstředění

Potom, co jsme rotor předvyvážili, nastává odstředování rotoru. Odstředování probíhá při odstředovacích otáčkách, které jsou obvykle u nových rotorů 121% provozních otáček. Podle norem se musí vydržet na odstředovacích otáčkách po dobu 3 minut, ale někdy si zákazník vyžádá delší setrvání než 3 minuty, občas se ale i stane, že chce setrvat na odstředovacích otáčkách méně než 3 minuty (tento případ bývá ale zcela výjimečně). Při odstředování se lopatky rotoru tzv. „usadí“, to znamená, že povylezou do svých konečných poloh. Poté se provede kontrola, většinou jen optická, jestli nějaká lopatka nepovylezla víc než ostatní. Pokud by výsledný stav lopatek, respektive jejich bandáží, byl nepřijatelný, tak se musí rotor vytáhnout z vyvažovacího tunelu a nechat osoustružit (šel by na tzv. „ekvalizaci“).

4.5 Referenční jízda

Poté, co je rotor nízkootáčkově vyvážen, odstředěn a případně ekvalizován, provede se referenční jízda, která slouží k zaznamenání původní hodnoty absolutních vibrací ložisek. Tato hodnota je velmi důležitá, protože ji software bere jako výchozí hodnotu k počítání sady závaží (při grafickém řešení ji také bereme jako výchozí stav vektorů). Proto musí být rotor před referenční jízdou ustálen, aby výsledek referenční jízdy odpovídal co nejvěrohodněji reálnému stavu nevyváženosti rotoru. Jakákoliv odchylka nám snižuje účinnost vyvažovací sady a tím kvalitu výsledného vyvážení.

4.6 Testovací jízdy

Dalším úkonem jsou testovací jízdy rotoru. Nejdříve se na nerotující rotor umístí v dané rovině a v daném úhlu testovací závaží o určité hmotnosti. Hmotnost testovacího závaží volíme buď dle zkušeností, nebo ho dokážeme vypočítat skrze program při zadání určitých informací o rotoru (hmotnost, provozní otáčky, poloměr vyvažovacích rovin). Před testovací jízdou je nutné vytvoření vakua, které se provádí při otáčkách rotoru 400 ot/min. Tato hodnota otáček byla zvolena ze zkušeností jako ideální pro funkci čidel, sám výrobce doporučoval rozhraní 300 až 600 ot/min. Navíc pro správnou funkci snímacích čidel je nutná vysoká kvalita osoustružení snímací plochy. Pokud je kvalita snímací plochy špatná, tak dochází ke zkreslení výsledků. Testovací jízdy se provádí na vypínací otáčky. Vypínací otáčky jsou 110% provozních otáček. Provede se tolik testovacích jízd, kolik je v daném rotoru vyvažovacích rovin.

4.7 Vyvažovací sada

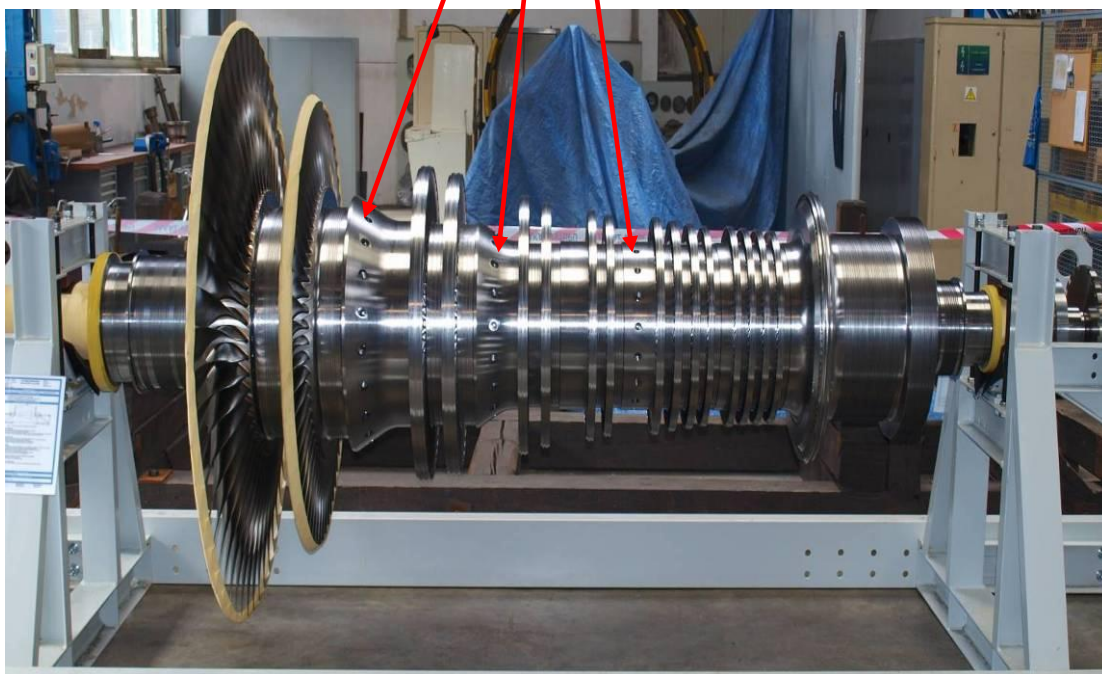
Po testovacích jízdách zjistíme, jak reaguje daná rovina na zvolené testovací závaží a jak je daná rovina citlivá na dané otáčky. Poté navrhne pomocí softwaru (od Bently Nevada) sadu závaží, která by měla vyvážit kompletně rotor. Tuto

sadu poté umístíme do vyvažovacích rovin dle softwaru (hmotnost, poloha = úhel). To znamená, že si nejdříve najdeme přesná závaží dle hmotnosti či případně je musíme upravit na danou hmotnost (odvrtáním určité hmotnosti či jinou úpravou), to je spíše teoretický postup. V praxi, kdy máme předem připravená určitá závaží, vybíráme závaží, které se hmotnostně co nejvíce blíží námi požadovanému závaží (vývažku). Pokud nemáme přibližné dané závaží, tak se provede buď úprava většího závaží, či použijeme dvě závaží, která umístíme protilehle v dané vyvažovací rovině tak, abychom dosáhli dané hmotnosti námi požadovaného vývažku (tzv. vektorový rozdíl, jenž se nejvíce využívá pro malá závaží, která nelze namontovat do vyvažovací roviny). Pokud se stane, že závaží nelze dát na daný úhel, tak se rozdělí na dvě závaží v závislosti na námi požadovaném úhlu a namontují se do dvou nejbližších otvorů. Tento problém ale nastává pouze u prostředních rovin, které se vyvažují pomocí vyvažovacích otvorů (krajní vyvažovací roviny mají drážku, takže u nich takový problém nenastává). Vyvažovací sadu namontujeme do vypočtené polohy ve vyvažovací rovině a následně provedeme první jízdu.

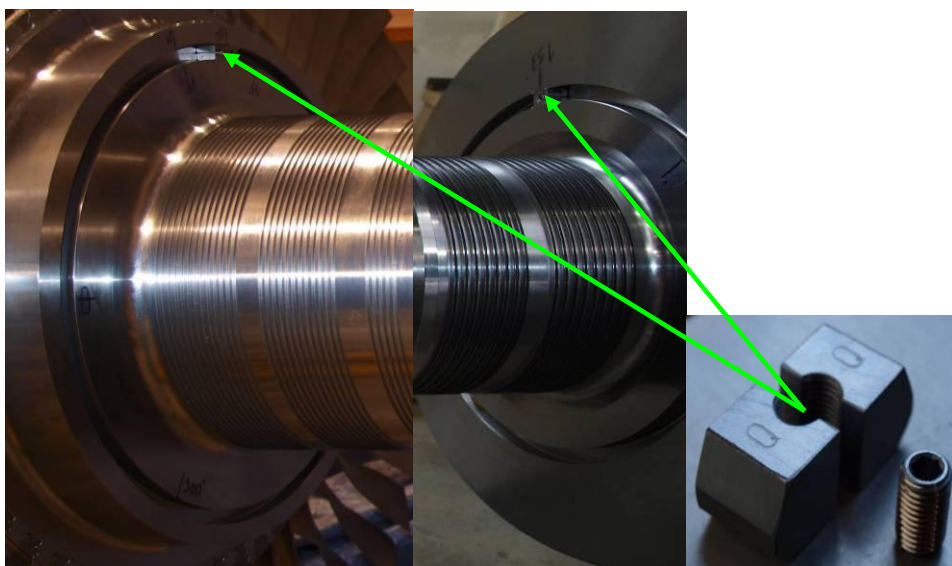


Obr. 21 Vyvažovací závaží do

prostředních rovin [11]



Obr. 22 Prostřední vyvažovací roviny [11]



Obr. 23 Krajní vyvažovací roviny se závažím [11]

4.8 Vysokootáčková jízda a snížení počtu závaží

Během vysokootáčkové jízdy nám čidla absolutních a relativních vibrací zaznamenávají hodnoty vibrací rotoru do vypínacích otáček, a pokud žádná hodnota není větší jak limitní, tak je rotor vyvážen. V opačném případě se zpřesňuje vyvažovací sada. V praxi to znamená, že provedeme druhou referenční jízdu a ze znalostí předešlých testovacích jízd budeme vytvářet novou vyvažovací sadu, která je přesnější než předchozí sada. Tento postup se provádí tak dlouho, dokud rotor nesplňuje přípustné hodnoty vibrací. Obvykle se stává, že máme v některé vyvažovací rovině příliš mnoho závaží, tak tato závaží vektorově sečteme a nahradíme je menším počtem závaží. Toto nahrazení počtu závaží ovšem nelze provést u velmi malých rotorů (cca 200 kg a méně), protože ty jsou velmi citlivé a jakákoliv změna vývažků by mohla ohrozit výsledky vyvážení.

4.9 Kontrolní nízkootáčková jízda

Poté, co je rotor vysokootáčkově vyvážen (hodnoty absolutních a relativních vibrací splňují přípustné hodnoty), provede se kontrolní nízkootáčková jízda, jestli se nezvýšily náhodou hodnoty nízkootáčkového vyvážení. Většinou se vysokootáčkovým vyvážením rotoru ještě sníží hodnoty nízkootáčkového vyvážení. Hodnoty nízkootáčkového vyvážení jsou někdy brány jako čtvrtý parametr vyvážení rotoru.

4.10 Finální jízda

Nakonec se provede finální jízda s vyztuženými ložisky, která napodobuje provozní podmínky. Výstupní informace z této finální jízdy dostane teprve zákazník při odběru rotoru.

4.11 Postup ve zkratce:

1. Příprava rotoru
2. Převoz rotoru do tunelu
3. Montáž v tunelu
4. Nízkootáčkové vyvážení (předvyvážení)
5. Odstředění
6. Referenční stav (úvodní)
7. Testovací jízdy všech vyvažovacích rovin
8. Sestavení vyvažovací sady (software)
9. Vysokootáčková jízda
10. Snížení počtu závaží
11. Kontrolní nízkootáčková jízda
12. Finální jízda
13. Odvezení rotoru z tunelu a jeho demontáž z ložiskových stojanů

4.12 Nevyváženost a vlastní mód rotoru

Vyvažováním rotoru snižujeme vibrace způsobené nevyvážeností rotoru, ale tím snižujeme i vibrace způsobené vlastním módem rotoru (samobuzení). Vibrace způsobené vlastními módy rotoru jsou pouze u pružných rotorů (u rotorů, které mají kritické otáčky). Pokud se nevhodně zkombinují obě předešlé příčiny vibrací, tak nám při kritických otáčkách rotoru můžou nastat takové vibrace, že nejsme schopni je bez vyvážení přejet. Navíc vyvažováním jsme schopni zcela odstranit vliv nevyváženosti rotoru, ale nikdy zcela neodstraníme vliv vlastního módu rotoru.

4.13 Počet vyvažovacích rovin

Počet vyvažovacích rovin záleží na vyvažovací metodě. V praxi se při vyvažování rotorů používá $(n+2)$ vyvažovacích rovin, pokud se otáčky rotoru blíží nebo překračují n -té průhybové kritické otáčky. Zároveň ale počet vyvažovacích rovin závisí na konstrukci toho daného rotoru. Vždy je ale lépe mít více vyvažovacích rovin, než aby chyběla vyvažovací rovina, rotor se nedal vyvážit a musela by být vyvažovací rovina dodělávána (toto se někdy stává u konstrukce nového typu turbíny, kdy nejsou s daným rotorem zkušenosti).

4.14 Parametry vyvážení rotoru

- **Absolutní vibrace** = vibrace ložiskových stojanů vůči základu, tzv. rotorové vibrace. Snímače jsou součástí ložiskových stojanů. Jsou hlavním pa-

rametrem vyvažování. S nimi se provádí veškeré výpočty, i výpočty zbytkových nevyvážek. Limity pro absolutní vibrace jsou 1 mm/s nebo 7400/n (n = maximální provozní otáčky) a platí vždy hodnota nižší (přísnější).

- **Relativní vibrace** = vibrace hřídele vůči ložisku, tzv. statorové vibrace. Jejich snímače jsou přídavné na ložiskový stojan nebo na ložisko, záleží na poloze snímání vibrací. Je to doplňující parametr vyvážení rotoru, jenž není vždy požadován zákazníkem, proto jsou snímače pouze přídavné. Limity pro relativní vibrace jsou 25 mikronů.
- **Zbytkové nevyvážky** = zbytkové nevyvážky udávají kvalitu vyvážení rotorů v závislosti na citlivosti daného rotoru. Kvalitu vyvážení značíme písmenem G. Výsledná kvalita vyvážení je nejen závislá na konečných absolutních vibracích, ale i na citlivosti ložiskových stojanů k danému rotoru. Čím méně je rotor citlivý, tím menší musejí být absolutní vibrace. Naopak pokud bude rotor hodně citlivý (v každých vyvažovacích otáčkách), můžeme si dovolit ponechat větší vibrace ložiskových stojanů.

$$U_{\text{per}} = (1000 \cdot G \cdot m) / \Omega \text{ [g} \cdot \text{mm]}$$

$$\Omega = (\pi \cdot n) / 30 \text{ [rad/s]}$$

* U_{per} = zbytkové nevyvážky [g·mm], G = stupeň jakosti vyvážení rotoru, m = hmotnost rotoru [kg], Ω = úhlová rychlost [rad/s], n = počet otáček rotoru [ot/min]

5 Praktický příklad – počítačová metoda

Začátkem tohoto příkladu jsou informace nutné ohledně příjmu rotoru k vyvážení od jiné firmy, než je Siemens. Tyto informace se vztahují k vyvažovacímu zařízení. Aby bylo možné přijmout objednávku vyvážení rotoru, je nutné znát určité informace o rotoru a mít výkresovou dokumentaci. Nutnými informacemi o rotoru jsou:

- Hmotnost rotoru – maximální hmotnost rotoru je 20 tun
- Délka rotoru – maximum 8 m
- Ložisková vzdálenost – minimum je 30 cm a maximum je 7,4 m
- Průměr rotoru – maximální možný průměr je 2,5 m
- Otáčky rotoru (maximální otáčky dle velikosti rotoru – druhu ložiskových stojanů) – u malých rotorů (DH50) 24 000 ot/min, u ostatních rotorů (DH6,DH70) 12 000 ot/min
- Limity vyvážení – absolutní + relativní vibrace, zbytkové nevývažky
- Typy ložisek
- Maximální průtok oleje do ložisek

Pokud rotor splňuje výše zmíněné podmínky, pak se provede ještě kontrola nářadí pro vyvažování, což znamená napojení kardanu na rotor (případná výroba redukce) a znalost délky a průměru v oblasti čepu (kvůli stíracím plechům). Poté se vytvoří cenová nabídka a stanovení termínu + rozsahu práce (kvalita vyvážení + případné další práce). Pokud je nabídka zákazníkem akceptována, tak se přejde k začátku procesu vyvažování.

Nejdříve je nutné vytvořit technologický postup a nákresy uložení rotoru do ložiskových stojanů, podle kterých se řídí montážní část vyvažovacího procesu. Ještě před samotnou montáží se provede kontrola rotoru, při které se zjišťuje stav rotoru, jestli není nějakým způsobem znehodnocen (škrábance, rýhy, atd.), a případné znehodnocení je zaznamenáno. Pokud by se způsobilo nějaké znehodnocení rotoru během celého procesu vyvažování, tak by se muselo buď opravit na vlastní náklady, nebo by zákazník požadoval případnou sumu na uhrazení nákladů s tím spojených. Rotor se uloží do ložiskových stojanů, dopraví se do tunelu a provede se jeho dodatečná montáž.

Poté se provede nastavení vyvažovacího stroje:

- Maximální otáčky rotoru (limit pro vypnutí stroje, který se nastavuje přibližně 50 otáček nad námi požadovanými maximálními otáčkami), v tomto případě: 6700 ot/min
- Smysl otáčení rotoru (dle uchycení rotoru v tunelu může být rotor unášen buď za přední či zadní konec), v tomto případě: CCW (proti smyslu otáčení hodinových ručiček)

- Typ použitého kardanu (250, 700, 1250, 2250 Nm) , v tomto případě: 250 Nm
- Krouticí moment, v tomto případě: 60 %
- ABC nastavení (rozložení délky rotoru a krajních vyvažovacích rovin) , v tomto případě: A = 39,9 cm, B = 132,1 cm, C = 35,5 cm
- Nastavení způsobu vyvažování (přidáním či odebráním hmoty) , v tomto případě: přidáním hmoty
- Poloměry krajních vyvažovacích rovin, v tomto případě: R1 = 155 mm, R2 = 180 mm

Pokud je vše nastaveno, tak přejdeme ke zvolení otáček pro nízkootáčkové vyvažování (dnes určuje konstrukce, v minulosti byly nutné zkušenosti), v tomto případě 600 ot/min. Hlavním důvodem je zahřívání lopatek při větších otáčkách a přítomnosti atmosférického vzduchu v tunelu. Toto zahřívání lopatek nám zkresluje výsledek vyvážení. Na druhou stranu se nesmí vyvažovat při nízkých otáčkách. Proto vždy záleží na průměru rotoru (velikosti lopatek). Orientační hodnoty nízkootáčkového vyvažování (v prvním sloupci jsou provozní otáčky a ve druhém sloupci otáčky pro nízkootáčkově vyvažování):

- 3000 ot/min – 400 ot/min
- 6000 ot/min – 500 až 600 ot/min
- 10000 ot/min – 800 až 1000 ot/min
- Nad 10000 ot/min – 1200 ot/min

Provedeme stabilizaci rotoru při nízkých otáčkách. Závisí především na předcházející teplotě rotoru (teplota okolí v době převozu rotoru či haly, kde byl uložen před vyvážením), délce a průměru rotoru. Doba stabilizace je tak velká, dokud nedocílíme toho, že se nám už nemění velikost nevývahy (ta je nepřetržitě zobrazována ve velíně).

Popis	Rovina	Otáčky/min	Typ nevyváhy	Váha (g)	Úhel (°)	Váha (g)	Úhel (°)	Ostatní
Před-vyvážení		600	dynamická	47	123	32	186	vyztužení
			statická	76	144	2	2	
		600	dynamická	51	127	30	187	
			statická	79	146	3	2	
	R3			37,8	138			
		600	dynamická	28	122	21	225	
	R1			17,9	122			
	R2			16	225			
		600	dynamická	0	0	0	0	
Od-středění		6653						180 vteřin
		600	dynamická	20	203	4	230	
Testy	R1			15,2	210			
	R2			15,2	20			
	R3			30,5	118			
Konečný stav		600	dynamická	2	78	6	226	

Tab. 1 Tabulka s údaji o vyvažování prvního příkladu se všemi hodnotami zaznamenanými obsluhou vyvažování

Následně zjistíme původní dynamickou a statickou nevyváhu a přitom vždy ověříme funkci vyztužení ložisek. Velikost nevyváhy zjišťujeme v tomto případě při 600 ot/min (hodnota nízkootáčkového vyvažování). Dynamická nevyváha nám vyšla u prvního ložiskového stojanu 51 g na 127°, u druhého ložiskového stojanu 30 g na 187°. Statická nevyváha nám vyšla u prvního ložiskového stojanu 79 g na 146°, u druhého ložiskového stojanu 3 g na 2°.

Provedeme snížení statické nevyváhy pod 50 % tím, že umístíme závaží o váze 37,8 g na 138° v rovině R3 (prostřední vyvažovací rovina reaguje nejlépe na statické vyvažování). Poté provedeme kontrolní zjištění statické nevyváhy. Pokud bychom se nedostali pod 50 %, tak vyměníme závaží za těžší.

Při kontrolním zjišťování statické nevyváhy zjistíme i stav dynamické nevyváhy. První ložiskový stojan je nevyvážen 28 g na 122° a druhý ložiskový stojan 21 g na 225°. Vyvážení provedeme 27,9 g na 122° v rovině R1 (první ložiskový

stojan) a 16 g na 225° v rovině R2 (druhý ložiskový stojan). Provedeme kontrolní jízdu pro zjištění zbytkové dynamické nevyváženosti, která vyšla o nulových velikostech (zbytková nevyváženost byla tak malá, že ji čidla nedokázala zaznamenat).

Poté, co je rotor předvyvážen, se provede jeho odstředění podle průvodního listu. Rotor jsme drželi klasicky po tři minuty při odstředovacích otáčkách 6653 ot/min. Provedla se vizuální kontrola povylezení lopatek. Vše bylo v pořádku, a tak nebylo nutné osoustružení.

Po odstředění se provede kontrolní jízda na dynamickou nevyváhu. Kdyby vyšla velká nevyváha, tak by se muselo znova provádět předvyvažování rotoru. Ale kontrolní dynamická nevyváha tohoto rotoru vyšla u prvního ložiskového stojanu 20 g na 203° a u druhého ložiskového stojanu 4 g na 230° , což jsou přijatelné velikosti nevyváhy.

Přejdeme tedy k vysokootáčkovému vyvažování. To začínáme klasicky referenční jízdou, která nám zjistí úvodní stav rotoru. Když známe úvodní stav rotoru, tak se pustíme do testovacích jízd. Testovací jízda se provádí pro každou vyvažovací rovinu rotoru. Rozdíl je pouze v tom, že čím víc se blížíme středu rotoru, tím používáme těžší závaží (obvykle je v prostřední rovině závaží dvakrát tak těžší, než v krajních rovinách), z důvodu snížení citlivosti rovin, které se nachází dál od ložiskových stojanů. Po každé testovací jízdě demontuji testovací závaží z roviny.

Testovací závaží pro rovinu R1 (krajní rovina) bylo 15,2 g na 210° , pro rovinu R2 (krajní rovina) 15,2 g na 20° , pro rovinu R3 (prostřední rovina) 30,5 g na 118° .

Výsledky testovacích jízd poté zadáme do softwaru spolu s úvodním během (referenční jízdou) a závažími, která jsme skutečně umístili v dané rovině, tedy hmotnost a úhel daných závaží. Zadáme, že chceme vylepšovat úvodní stav rotoru. Jako poslední zadáme kritické otáčky a provozní otáčky rotoru. V tomto případě první kritické otáčky (3300 ot/min) a provozní otáčky rotoru (5400 ot/min). Po zadání všech údajů software vypočítá sadu závaží, kterou máme použít, a tu následně namontujeme.

Provedeme kontrolní jízdu, a pokud hodnoty nevyvážek a vibrací vyhovují, tak tím končíme. Pokud nějaký parametr nevyhovuje, tak bereme kontrolní jízdu jako tu, kterou chceme zlepšovat (prostě ji bereme jako druhou referenční jízdu), a vypočítáme pomocí softwaru přesnější sadu závaží, abychom se dostali pod limity vyvážení.

Údaje odečtené z vyvažovacího předpisu a Bode diagramu :

Vyvažovací rovina		R1	R2	R3		
Poloměr pro nevývažky	[mm]	155	180	159	1	1
Otáčky	[1/min.]	Maximální přípustné hodnoty zbytkových nevývažků				
nízké	600	[g.mm]	3084,5	3600		
	3 300	[g.mm]			4010,7	
rezonanční		[g.mm]				
provozní	5 400	[g.mm]			4010,7	

Kontrola zbytkových nevývažků pro nízké vyvažovací otáčky :

Vyvažovací rovina	Poloměr umístění r [mm]	Zbytkový nevývažek			Splňuje limit ano/ne
		odečet Uo [g]	výpočet Ur [g.mm]	přípustný Up [g.mm]	
R1	155	2,00	310	3084,5	ANO
R2	180	6,00	1080	3600	ANO

Vyvažovací otáčky [1/min.]	Měřicí rovina (snímač)	Testovací běh - Vt					
		R1	R2	R3	R4	R5	
		22,2	32,8	46,8			(Test. závaží)
3 300	L1	1,040	1,240	0,500			
	L2	1,260	1,350	0,490			
x	L1						
	L2						
5 400	L1	0,390	1,610	0,220			
	L2	1,660	0,860	0,630			

Zbytkové nevývažky pro rezonanční a provozní otáčky :

Vyvažovací otáčky [1/min.]	Měřicí rovina (snímač)	Effect vektor (mm/s)				
		R1	R2	R3	R4	R5
3 300	L1	0,350	0,560	1,210	0,000	0,000
	L2	0,38000	0,67000	1,33000	0,000	0,000
	L1				0,000	0,000
	L2				0,000	0,000
5 400	L1	1,82000	2,10000	0,40000	0,000	0,000
	L2	1,260	1,670	0,540	0,000	0,000

Přepočet :

Vyvažovací otáčky [1/min.]	Měřicí rovina (snímač)	Příčinkové součinitele v korekčních rovinách [(mm/s)/(kg*mm)] = Eff/ ((test weight / 1000) * R)					
		R1	R2	R3	R4	R5	max.hodnota
3 300	L1	0,102	0,095	0,163	0,000	0,000	0,163
	L2	0,110	0,113	0,179	0,000	0,000	0,179
	L1	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
	L2	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
	L1	0,529	0,356	0,054	0,000	0,000	0,529
	L2	0,366	0,283	0,073	0,000	0,000	0,366

Kontrola zbytkových nevývažků pro rezonanční a provozní otáčky :

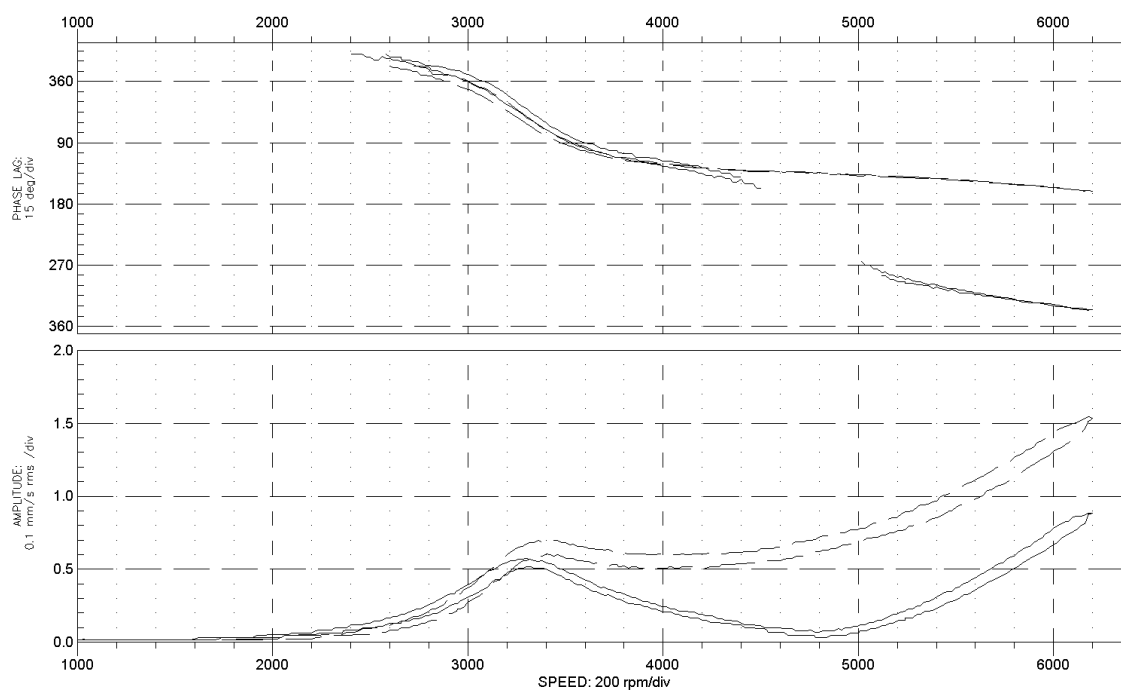
Vyvažovací otáčky [1/min.]	Měřicí rovina (snímač)	Amplituda vibrací [mm/s]	Příčinkový součinitel [mm/s/kg/mm]	Zbytkový nevývažek		Splňuje limit ano/ne
				výpočet [g.mm]	přípustný [g.mm]	
	L1	0,06	0,163	369	4011	ANO
	L2	0,08	0,179	448	4011	ANO
	L1		0,000	0	0	ANO
	L2		0,000	0	0	ANO
5 400	L1	0,07	0,529	132	4011	ANO
	L2	0,07	0,366	191	4011	ANO

Vyvažovací otáčky [1/min.]	Měřicí rovina (snímač)	
		RUN_0
3 300	L1	0,770
	L2	0,900
x	L1	
	L2	
5 400	L1	0,560
	L2	0,860

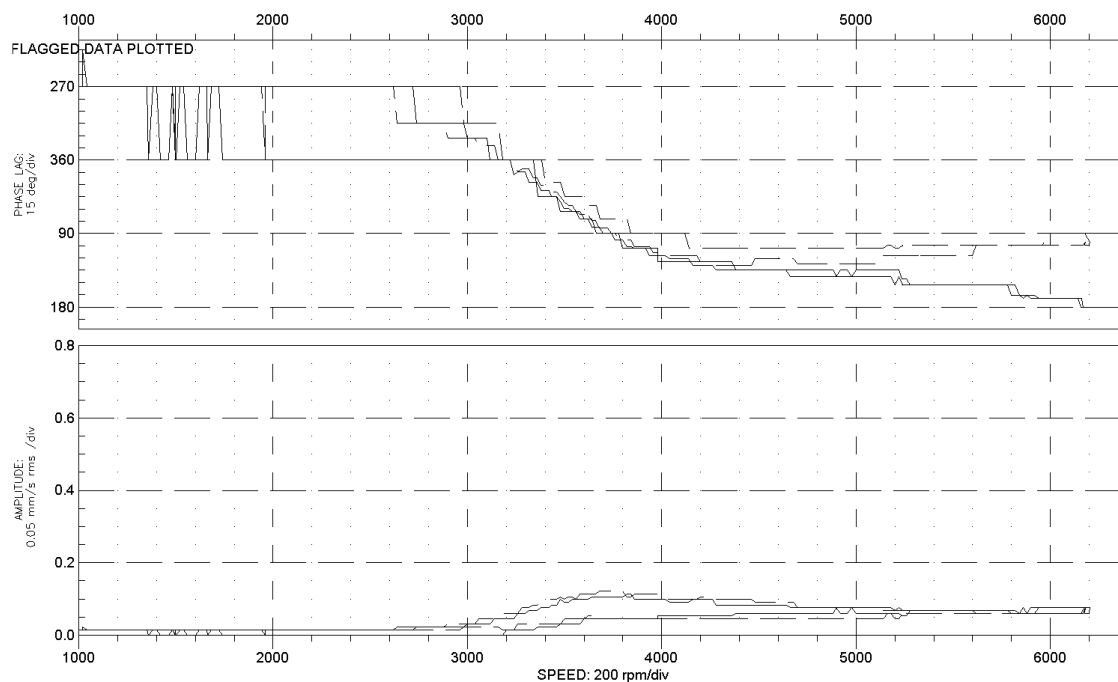
Obr. 24 Výpočet zbytkových nevývažků

V tomto případě zákazník požadoval parametry vyvážení (limity) pro nízkootáčkové vyvážení: 1. ložiskový stojan 19,9 g a 2. ložiskový stojan 20,0 g. Absolutní vibrace: 1 mm/s. Relativní vibrace: 12,5 mikronů (μm).

Výsledné maximální absolutní vibrace byly 0,12 mm/s a výsledné maximální relativní vibrace byly 2,22 mikronů.



Obr. 25 Úvodní stav absolutních vibrací



Obr. 26 Finální stav absolutních vibrací

Konečný stav vyvažovací sady je:

- R1: 36.2 g na 149°
- R2: 28 g na 26°
- R2: 40,9 g na 206°
- R3: 35,8 g na 138°
- R3: 40,7 g na 178°
- R3: 46,9 g na 338°

Jako předposlední úkon se dělá kontrolní nízkootáčková jízda, která nám ukáže, jak se změnilo předvyvážení. Někdy se hodnoty nízkootáčkového vyvážení berou jako poslední (čtvrtý) parametr vyvážení rotoru, ale spíše se na tento parametr nepřihlíží. V tomto případě vyšla dynamická nevývaha prvního ložiskového stojanu 2 g na 78° a druhého ložiskového stojanu na 6 g na 226° . Poslední věcí byla samozřejmě jízda s vyztuženými ložisky.



Obr. 27 Vyvažovaný rotor prvního příkladu v přípravě rotorů

6 Druhý příklad – grafický

Druhý příklad provedu ve zkrácené formě, protože podrobný popis jsem uvedl v kapitole čtvrté a páté.

Rovnou tedy k popisu zadávání nastavení vyvažovacího stroje:

- Maximální otáčky rotoru – 4400 ot/min
- Smysl otáčení rotoru - CW (po směru hodinových ručiček)
- Typ použitého kardanu – 2250 Nm
- Krouticí moment – 99%
- ABC nastavení – A = 70 cm, B = 261 cm, C = 68 cm
- Nastavení způsobu vyvažování – přidáním hmoty
- Poloměry krajních vyvažovacích rovin – R1 = 376,9 mm, R2 = 401,9 mm

Provedli jsme nízkootáčkové vyvažování. Provozní otáčky rotoru jsou 3600 ot/min, proto jsme nízkootáčkově vyvažovali při 400 ot/min. Stabilizovali jsme rotor cca 40 min. Provedli jsme jízdu pro zjištění původní dynamické a statické nevývahy a ta nám vyšla:

- Původní dynamická nevývaha prvního ložiskového stojanu: 291 g na 179°
- Původní dynamická nevývaha druhého ložiskového stojanu: 83 g na 21°
- Původní statická nevývaha prvního ložiskového stojanu: 370 g na 173°
- Původní statická nevývaha druhého ložiskového stojanu: 38 g na 21°

Popis	Rovina	Otáčky/ min	Typ nevývahy	Váha (g)	Úhel (°)	Váha (g)	Úhel (°)	Ostat ní
Před- vyváže- ní		400	dynamická	291	179	83	155	vyztu- žení
			statická	370	173	38	21	
	R4			159,5	170			
		400	dynamická	202	181	44	145	
	R3			177	181			
		400	dynamická	31	160	39	141	
Od- středě- ní		4356						120 vteřin
		400	dynamická	46	49	49	80	
Testy	R1			46,5	246			
	R3			88,5	0			
	R4			160,1	160			
	R5			160,1	156			
	R6			88,5	0			
	R8			30,8	0			
Koneč- ný stav		400	dynamická	10	350	12	142	
Koneč- ný stav závaží	R3			177	181			
	R4			159,5	170			
	R4			62,8	180			
	R4			65,3	200			

Tab. 2 Tabulka s údaji o vyvažování druhého příkladu se všemi hodnotami zaznamenanými obsluhou vyvažování

Pro snížení statické nevývahy jsme provedli vyvážení v rovině R4 (prostřední rovina) závažím o 159,5 g na 170°. Poté jsme zjistili jízdu stav dynamické nevývahy, který byl u prvního ložiskového stojanu 202 g na 181° a u druhého ložiskového stojanu 44 g na 145°. Provedli jsme tedy vyvážení pomocí vývažku 177 g na 181° v rovině R3, abychom více vyvážili nevývahu u prvního ložiskového stojanu. Provedli jsme kontrolní jízdu zbytkové dynamické nevyváženosti, která

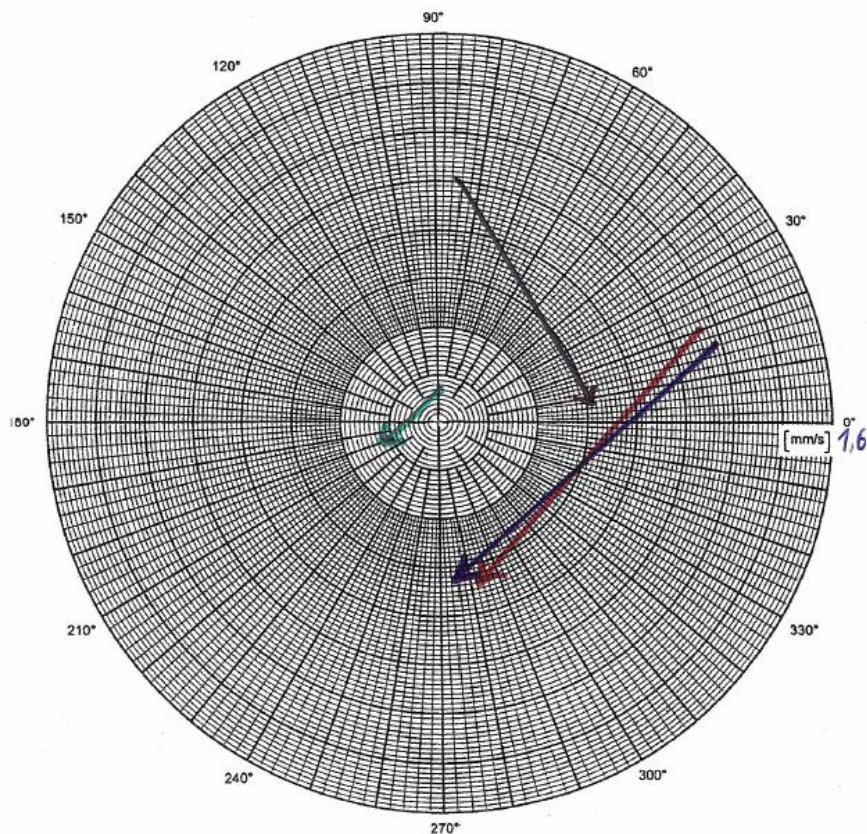
vyšla u prvního ložiskového stojanu 31 g na 160° a u druhého ložiskového stojanu 39 g na 141° .

Provedli jsme odstředění rotoru trvající dvě minuty při 4356 ot/min. Po odstředění se zkontrolovalo povylezení lopatek a rotor byl poslán na osoustružení. Poté co byl rotor dovezen zpět do vyvažovacího tunelu, tak se provedla kontrolní jízda na dynamickou nevyváhu (v tomto případě je zcela evidentní, jak je tato zkouška nutná). Dynamická nevyváha byla u prvního ložiskového stojanu 46 g na 49° a u druhého ložiskového stojanu 49 g na 80° .

Maximální hodnota dynamické nevyváhy nízkootáčkového vyvažování je napsána v průvodním listu. Tato hodnota je sice brána jako parametr vyvážení až potom, co se provede vysokootáčkové vyvažování a následná kontrola dynamické nevyváhy nízkootáčkového vyvážení, ale nyní můžeme tuto hodnotu brát jako informační.

Na začátek vysokootáčkového vyvažování znovu provedeme úvodní běh, jehož výsledek označíme pod názvem RUN 0. Poté začneme testovat jednotlivé roviny určitými závažími podle toho, jak jsou daleko od ložiskových stojanů:

- Rovina R1: 46,5 g na 246°
- Rovina R3: 88,5 g na 0°
- Rovina R4: 160,1 g na 160°
- Rovina R5: 160,1 g na 156°
- Rovina R6: 88,5 g na 0°
- Rovina R8: 30,8 g na 0°

SIEMENS Industrial Turbomachinery s.r.o.

4. VYVAŽOVACÍ ROVINA

2300 OT/MIN: • ① 1,17/16° → 0,65/275°
 • ② 1,13/120° → 0,68/283°

3740 OT/MIN: • ① 0,15/84° → 0,24/198°
 • ② 1,01/85° → 0,62/8°

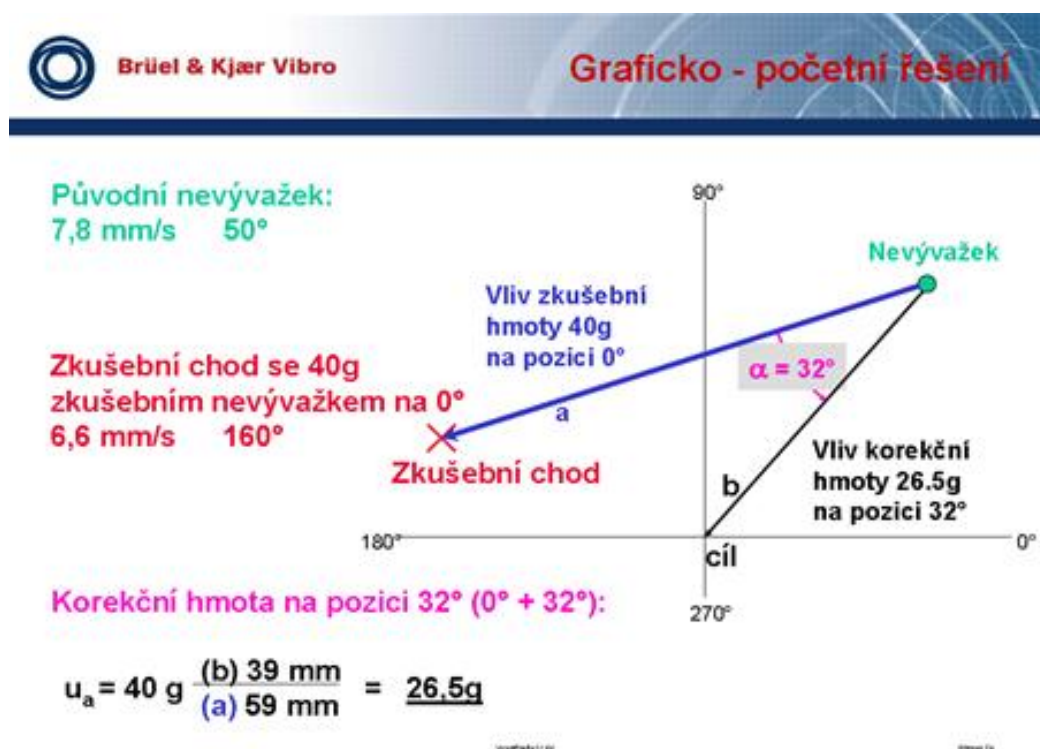
TEST: 160,1 g/20°

Obr. 28 Odezva testovacího závaží čtvrté vyvažovací roviny

Testovací závaží, jež se dává do vyvažovacích rovin, se volí v závislosti na poloměru vyvažovací roviny tak, aby vytvořilo ideální odezvu v grafu 1 až 3 mm/s. Pokud odezva vychází větší, tak se hmotnost závaží snižuje a naopak.

Kvůli velkému počtu vyvažovacích rovin je výhodnější použít grafickou metodu, protože i sám počítač si v některých složitých případech nedokáže poradit a jen s jeho pomocí bychom nedokázali rotor vyvážit.

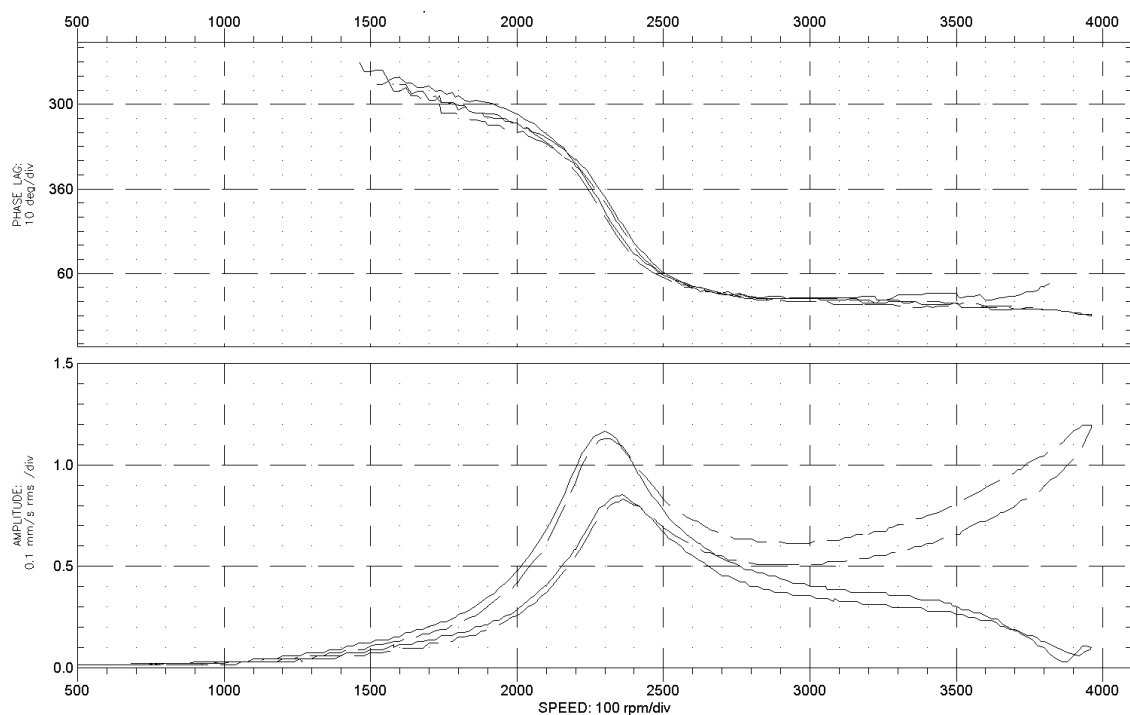
Názorný popis grafické (vektorové) metody je vidět na níže přiloženém obrázku.



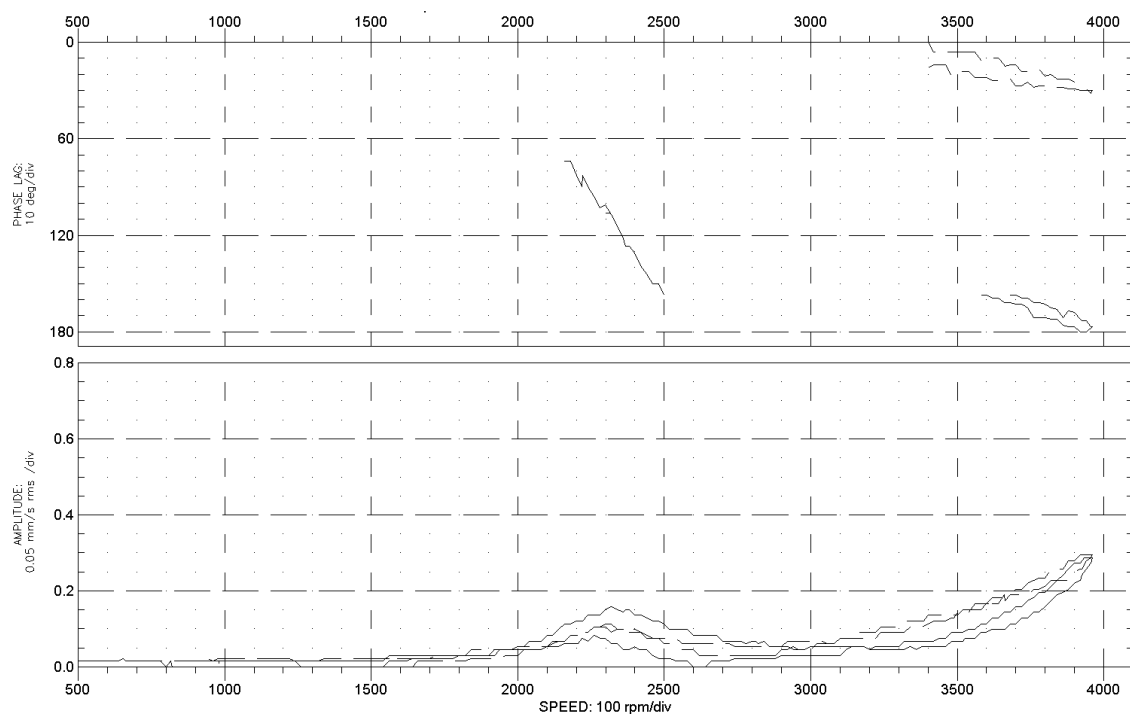
Obr. 29 Obrázek grafického řešení testovacích rovin [6]

Jak lze vidět, nejvýhodnější je vyvažovat v rovině R4. Proto jsme taky použili následnou sadu vývažků. Tato sada byla díky zkušenostem tak dobře zvolena, že se již nemusela předělávat.

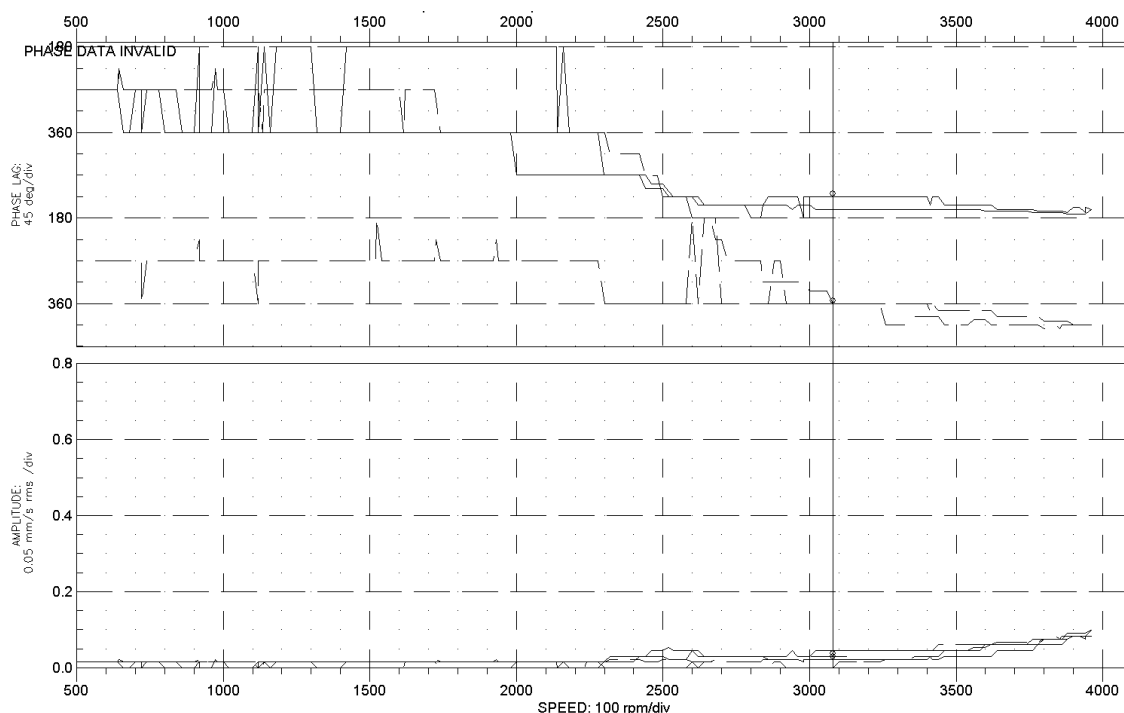
- R3: 177 g na 181°
- R4: 159,5 g na 170°
- R4: 62,8 g na 180°
- R4: 65,3 g na 200°



Obr. 30 Úvodní stav absolutních vibrací



Obr. 31 Finální stav absolutních vibrací bez vyztužení ložiskových stojanů



Obr. 32 Finální stav absolutních vibrací s vyztuženými ložiskovými stojany

Nakonec jsme provedli jízdu na dynamickou nevývahu, která vyšla u prvního ložiskového stojanu 10 g na 350° a u druhého ložiskového stojanu 12 g na 142° . Takže jsme vysokootáčkovým vyvažováním snížili i úroveň nízkootáčkové dynamické nevývahy, což nastává u většiny rotorů, jak již bylo zmíněno. Poté jsme provedli finální jízdu s vyztuženými ložiskovými stojany k zaznamenání údajů pro zákazníka a vyvezli rotor ven z tunelu.

Parametry vyvážení rotoru byly klasicky u absolutních vibrací 1 mm/s, u relativních vibrací 25 mikronů, zbytkové nevývažky při nízkých otáčkách: 1. ložiskový stojan 43082 g*mm, 2. ložiskový stojan 36337 g*mm (G2,5), zbytkové nevývažky při vysokých otáčkách 17 692 g*mm.

Pro lepší představivost parametrů nízkootáčkového vyvážení se výše uvedená hodnota vydělí poloměrem dané vyvažovací roviny a vzniknou hodnoty limit v gramech: 1. ložiskový stojan 144 g, 2. ložiskový stojan 90 g.

Výsledné hodnoty parametrů jsou při vyztužení (v protokolu pro zákazníka): maximální absolutní vibrace 0,1 mm/s, maximální relativní vibrace 4,2 mikronů. Samozřejmě že se počítají i zbytkové nevývažky, ale ty byly počítány v předchozím příkladě.



Obr. 33 Vyvažovaný rotor druhého příkladu v přípravě rotorů

7 Závěr

Vyvažování rotorů je velmi specifická činnost při výrobě turbin, u níž ačkoliv známe teoretický postup, tak je velmi důležitá praxe, hlavně pokud se nám nedaří rotor vyvážit na potřebnou úroveň. V tento čas přichází na řadu zkušenosti obsluhy, která musí díky znalostem reakcí vibrací rovin na vyvažovací závaží zvolit taková závaží, která při umístění do určitých vyvažovacích rovin vyvolají snížení vibrací.

Pokud nebereme v potaz zkušenosti vyvažovacích techniků, tak přímo zařízení použitá pouze pro vyvažování, tedy vyvažovací tunel a ložiskové stojany, jsou velmi finančně náročná. Německá firma Schenck je světovou špičkou ve výrobě zařízení pro vyvažování rotorů turbin. Procesu vyvažování se věnuje již přes 125 let a za tu dobu se stala pojmem ve svém oboru a vlastně jediným dodavatelem vyvažovacího zařízení. Samotní zákazníci požadují, aby byl rotor vyvažován ve vyvažovacím zařízení přímo od firmy Schenck. Z těchto důvodů je pořízení a servis vyvažovacího zařízení velmi náročnou finanční operací, a proto vyvažovací zařízení rotorů turbin mají především velké turbinářské firmy.

V úvodu této bakalářské práce byly řečeny určité informace o příčinách a důsledcích nevyváženosti rotorů. S tím je nejvíce spojena podkapitola 2.3 Typy nevyvážeností, která pojednává o druzích nevyváženosti rotorů a jejich kombinaci, která způsobuje samotnou nevyváženost rotoru. Z této podkapitoly plyne, že všechny rotory mají dynamickou nevyváhu, což je kombinace statické a dvojitkové nevyváhy. Dále bylo řečeno, že tuhé rotory se vyvažují nízkootáčkově, a bylo shrnuto nízkootáčkové vyvažování dle norem. Na závěr první kapitoly bylo řečeno, že pružné rotory se vyvažují vysokootáčkově, ale můžou se vyvažovat i nízkootáčkově (rozdíl je ve významu daného vyvažování pro daný typ rotoru), dále bylo nastíněno dvou metod vysokootáčkového vyvažování a bylo shrnuto vysokootáčkové vyvažování dle norem.

Ve druhé kapitole bylo zdokumentováno celé vyvažovací zařízení ve firmě, kde byla tato práce vypracována a kde byly pořízeny fotky zařízení. Na tuto kapitolu navazuje stěžejní kapitola, která popisuje postup vyvážení rotorů, kde byly shrnuty mé poznatky o procesu vyvážení, což je hlavní náplní této práce. Této části práce jsem se nejvíce prakticky věnoval, abych dokázal věrohodně, ale i stručně popsat praktický postup vyvažování rotoru příčinkovou metodou.

Na závěr této práce jsem umístil dva příklady. První využívá výpočtu vyvažovací sady pomocí softwaru. Touto metodou se dnes vyvažují převážně všechny rotory. Druhým příkladem je vyvážení složitějšího rotoru, kde je výhodnější vypočítat vyvažovací sadu pomocí graficko-početní metody, protože software by nemusel být schopen sestavit tuto sadu. Toto grafické řešení je vloženo do této práce, stejně jako graf absolutních vibrací. V prvním příkladě se nachází graf absolutních vibrací i výpočet zbytkových nevyvážků.

Pokud je rotor složitý na vyvážení, tak se bez zkušenosti vyvažovacích techniků proces vyvažování neobejde.

8 Seznam zdrojů

8.1 Literatura

- [1] ČSN ISO 11342 *Vibrace – Metody a kritéria vyvažování pružných rotorů*.
- [2] ČSN ISO 1940 *Vibrace – Požadavky na jakost vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu*.
- [3] MALENOVSKÝ, E.: *Vyvažování rotorových soustav*, sylabus přednášek, Brno, 2004.
- [4] JULIŠ, K., BORŮVKA, V., FRYML, B.: *Základy dynamického vyvažování*, 1. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury. 1979.
- [5] *Preventivní údržba strojů*, 1. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury. 1989.
- [6] VÁLA, K.: *Základy vibrodiagnostiky*, prezentace Skalský dvůr, 2005.

8.2 Internetové zdroje

- [7] ZIEGLTRUM, F.: *Vyvažování pod drobnohledem*. *Mmspektrum.com* [online]. 2005-11-23 [cit. 2012-05-05]. Dostupné z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/vyvazovani-pod-drobnohledem.html>>.
- [8] BACH, P.: *Základy diagnostiky obráběcích strojů* [online]. 2009-03-02 [cit. 2012-05-05]. Dostupné z WWW: <http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12135-VSZ/download/obor_stud/SD_-_2351086/090302-Ucebni_texty_SD.pdf>.
- [9] SIGL, Z.: *Technika vyvažování*. *Hofmann-cz.cz* [online]. 2001-03 [cit. 2012-05-05]. Dostupné z WWW: <<http://www.hofmann-cz.cz/index.php?strana=technika>>.

8.3 Firemní zdroje

- [10] Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o, *Proces vyvažování*, S 8/11, 26s.
- [11] PAZUCHA, J.: *Balancing facility Brno*, prezentace, 2011.

